Estudo e Projecto de uma Unidade de Ensaio Regenerativa para Turbocompressores de Sobrealimentação de Motores de Combustão Interna

João Carlos C. Henriques

Estudo e Projecto de uma Unidade de Ensaio Regenerativa para Turbocompressores de Sobrealimentação de Motores de Combustão Interna

Relatório de Estágio da Licenciatura em Física Tecnológica da Faculdade de Ciências da Universidade de Lisboa.

Estágio orientado pelos professores:

Dr. Rui Moreira

(Departamento de Física da Faculdade de Ciências da Universidade de Lisboa)

Dr. Luís Gato

(Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior Técnico)

Prefácio

Este trabalho compreende o estudo e projecto dos diversos elementos que integram um banco de ensaio para turbocompressores com fins fundamentalmente didácticos. Pretende-se facultar aos alunos das disciplinas de Turbomáquinas e Mecânica de Fluidos da Licenciatura em Engenharia Mecânica do Instituto Superior Técnico, o uso de uma instalação para o estudo detalhado do escoamento em compressores e turbinas radiais, complementando assim os conhecimentos adquiridos do estudo do escoamento em bombas radiais numa instalação já existente. A unidade estará equipada com um sistema automático de controle, regulação e aquisição dos dados provenientes dos diversos transdutores.

Sendo este (em principio) o primeiro contacto dos alunos com máquinas do género, o âmbito dos estudos a realizar nesta instalação restringir-se-á á observação e quantificação de grandezas físicas médias (caudal, pressões, temperaturas e velocidades) do escoamento e características globais do desempenho da turbomáquina (rendimentos e perdas). Estará, em principio, fora do escopo dos trabalhos a análise de condições de funcionamento transientes ou instáveis, assim como a determinação de grandezas instantâneas e a sua distribuição tridimensional. A instalação poderá no entanto ser adaptada para estudos mais fundamentais sobre os escoamentos ou sobre a turbomáquina, que podem inclusivamente passar pela introdução de alterações no grupo turbocompressor ao nível do difusor e tubeira assim como modificação ou construção de rodas com diferentes geometrias (ângulos e números de pás).

O projecto da unidade de ensaio revelou-se muito mais exigente do que podíamos antecipar. Isto deve-se principalmente á decisão tomada no sentido de implementar na instalação o funcionamento em ciclo de Joule regenerativo, o que teve como consequência a necessidade de estudo sobre processos e técnicas de transferencia de calor com vista á construção de um recuperador. Procuramos inicialmente contornar este problema pela aquisição de um permutador standard, mas após a sondagem do mercado nacional e de algumas empresas estrangeiras, não tendo obtido respostas favoráveis relativamente ao equipamento com as características pretendidas (baixos caudais e altas temperaturas), decidiu-se enveredar pelo projecto. O ciclo regenerativo apresenta, como veremos, uma grande vantagem em relação ao ciclo simples no que respeita á eficiência e ao consumo especifico, razão pela qual foi escolhido. Constitui também uma excelente oportunidade para estudos interdisciplinares ligados á transferência de calor e á combustão em turbomáquinas funcionando segundo um ciclo termodinâmico.

Este trabalho abrange áreas tão variadas como Termodinâmica, Mecânica de Fluidos, Turbomáquinas, Transferência de Calor e Combustão, algumas das quais constituindo matéria nunca antes estudada por mim, pelo que inevitavelmente ficará sempre muito por dizer. Procuro explicitar os conceitos fundamentais nos diversos domínios e aprofundar alguns aspectos teóricos que considerei pertinentes, assim como as várias possibilidades de projecto que foram consideradas para cada componente da instalação, deixando o calculo numérico de aplicação para os programas em BASIC na disquete em anexo, que o leitor é convidado a explorar, experimentando diferentes configurações geométricas e termodinâmicas para os componentes.

Devido á grande proliferação de parâmetros e variáveis que resultam de uma análise com algum rigor, é difícil a elaboração de representações gráficas verdadeiramente significativas do desempenho da instalação, daí o recurso á análise dimensional para estudo do turbocompressor e do permutador. O estudo da câmara de combustão é essencialmente qualitativo já que o seu projecto é quase empírico. Devido aos extraordinários problemas que põe, a modelação teórica de câmaras de combustão ainda está numa fase muito

incipiente do seu desenvolvimento. As curvas características fornecidas pelo fabricante do grupo turbocompressor constituem a melhor (e mais fiável) indicação do comportamento geral da instalação, não tendo sido elaborados quaisquer outros gráficos para a mesma.

Chamo a atenção do leitor para o facto de a notação utilizada não ser uniforme em todo o trabalho apesar do esforço feito nesse sentido. A legendagem de muitas das figuras está em inglês devido á dificuldade de alteração dos originais. Peço por isso a vossa compreensão para algum assunto que tenha ficado menos claro. Espero que a leitura deste trabalho desperte tanto entusiasmo no leitor como eu tive na sua realização!

J. C. C. Henriques

Lisboa , Julho de 1996

Agradecimentos

Quero expressar o meu apreço a todos os que gentilmente cederam o seu tempo e experiência de forma a tornar este trabalho possível. Em particular desejo agradecer aos Professores Luís Gato e Mário Nina da Secção de Termodinâmica Aplicada do Instituto Superior Técnico pela sua disponibilidade e paciência na prestação de informações e esclarecimento de dúvidas nos domínios de turbomáquinas, permutadores de calor e câmaras de combustão. Foi muito apreciado o interesse e as valiosas sugestões de realização dos vários componentes do senhor Vasco Fred da oficina mecânica da mesma Secção. Agradeço também o interesse e atenção dos Professores Rui Moreira e Sousa Lopes do Departamento de Física da Faculdade de Ciências. Estou muito grato á minha esposa pelo seu apoio, compreensão e dedicação que tornaram possível a consecução desta licenciatura.

Índice

Pag.

Prefácio 2

Agradecimentos 4

1. Fundamentos de Termodinâmica 8

1. 1 Aplicação ao Gás Perfeito 9
1.2 Rendimentos e Perdas de Processos de Compressão e Expansão 10
1.3 Ciclos Termodinâmicos 13

2. Fundamentos de Mecânica dos Fluidos 20

2. 1 Teorema do Transporte de Reynolds
21
2.2 Escoamento Compressível Adiabático - Isentrópico
23

3. Turbomáquinas 26

3.1 Equação de Euler das Turbomáquinas 32
3.2 Factor de Escorregamento 35
3.3 Difusão e Estabilidade em Compressores 39
3.4 Análise Dimensional 43

4. Transferência de Calor 46

4.1 Coeficiente Global de Transferencia Térmica 46
4.2 Eficiência e Temperatura da Superfície de Transferência 48
4.3 Transferência Térmica em Condições Transientes 49
4.4 Transferência Térmica por Radiação 50
4.5 Correlações para Transferência Convectiva Forçada 51
4.5.1 Escoamento Exterior 54
4.5.2 Escoamento Interior Laminar 55
4.5.3 Escoamento Interior Turbulento 56

5. Permutadores de Calor 60

5.1 Eficiência e Perda de Pressão em Permutadores 62
5.2 Tipos de Permutadores 67
5.2.1 Permutador de Placas 67
5.2.2 Permutador de Invólucro e Tubos 68
5.2.3 Permutador em Espiral 70
5.2.4 Permutador de Tubos Coaxiais 71
5.2.5 Permutador de Placa Alhetada 71

6. Combustão 74

6.1 Câmaras de Combustão 76
6.2 Definição Geométrica da Câmara de Combustão 81
6.3 Determinação da Temperatura da Parede do Tubo de Chama 84
6.4 Aspectos Mecânicos e Ruído 86

7. Instrumentos de Medida 76

7.1 Medida do Caudal de Ar 88
7.2 Medida do Caudal de Gás 91
7.3 Medida da Velocidade e Direcção 93
7.4 Medida da Temperatura 96

8. Bibliografia 100

9. Apêndice 102

9.1 Cálculo da Instalação
9.2 Curvas Características do Turbocompressor TEO679
9.3 Vista Desmontada do Turbocompressor TEO679
9.4 Corte Meridional do Turbocompressor TEO679 (com alterações)
9.5 Coeficientes de Perda de Pressão K_c e K_e
9.6 Soluções Construtivas para Permutadores de Invólucro e Tubos
9.7 Desenho da Tomada de Ar para a Instalação
9.8 Desenho do Tubo de Venturi
9.9 Desenhos da Sonda de Temperatura de Estagnação
9.10 Desenho da Conduta de Saída da Turbina
9.11 Desenhos do Permutador
9.12 Desenho da Câmara de Combustão
9.13 Desenhos Globais da Instalação
9.14 Tabela de Válvulas de Segurança
9.15 Listagem dos Programas

9.15.1 TURBO
9.15.2 VENTURI
9.15.6 PERMUTA1
9.15.4 COMBUST1
9.15.5 COMBUST2

A disquete em anexo contem os seguintes ficheiros:

QBASIC.EXE
QBASIC.HLP
TURBO.BAS
TURBOF.BAS
TURBODAT.BAS
TURBODAF.BAS
COMBUST1.BAS
COMBUST2.BAS
VENTURI.BAS
PERMUTA1.BAS
PERMUTA2.BAS
PERMUTA3.BAS
PERMUTA4.BAS
PERMUTA5.BAS
PERMUTA6.BAS

1. Fundamentos de Termodinâmica

Como corolário da Primeira Lei da Termodinâmica obtêm-se os seguintes resultados (na forma diferencial) para

Sistemas fechados (processos estáticos): $dQ = dU + dW$ (1.1)
Sistemas abertos (processos dinâmicos): $dQ = dE + dW$ (1.2)

com $E = U + pV + mC^2/2 + m\,g\,z$ (1.3)

E é a energia total do sistema, esta, tal como indica (1.3) é a soma das parcelas de energia interna *U*, de energia de pressão *pV* (o produto da pressão pelo volume), da energia cinética $mC^2/2$ (*m* é a massa do sistema e *C* a sua velocidade) e finalmente a energia potencial gravitica *mgz* do sistema ; *dW* refere uma variação infinitesimal (reversível) de energia do sistema por uma interacção *trabalho* com a vizinhança. Este trabalho traduz-se (no caso de (1.1)) por uma variação de volume do sistema

$$dW = pdV \quad (1.4)$$

Por convenção o trabalho é *positivo* quando realizado *pelo sistema sobre a sua vizinhança*.

Pela Segunda Lei da Termodinâmica, *dQ* refere uma variação infinitesimal (reversível) de energia do sistema por uma interacção *calor* com a vizinhança. Este calor traduz-se sempre pela variação da entropia *S* do sistema

$$dQ = TdS \quad (1.5)$$

Por convenção o calor é *positivo* quando realizado *pela vizinhança sobre o sistema* (*T* é a temperatura do sistema). Note-se que *calor* tal como *trabalho* são *formas de transferência* de energia, razão pela qual as expressões *transferência de calor ou transferência de trabalho* são designações impróprias, embora correntes, para designar os vários processos de *transferência de energia de* e *para* um sistema termodinâmico.

Chama-se entalpia á propriedade

$$H = U + pV \quad (1.6)$$

De (1.1), (1.4) e (1.5) obtém-se

$$dU = TdS - pdV \quad (1.7)$$

e de (1.6) e (1.7) vem

$$dH = TdS + Vdp \quad (1.8)$$

É muito usual escrever as propriedades do sistema em termos de quantidades especificas, i.e. por unidade de massa *m* do sistema. Assim *dU = m du* ; *dH = m dh* ; *dV = m dv ,* etc. Assim definem-se os calores específicos a volume e pressão constantes da seguinte forma

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \quad ; \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad (1.9)$$

1.1 Aplicação ao gás perfeito

Todos os gases a altas temperaturas e baixas pressões (relativas ao seu ponto critico) exibem um comportamento termodinâmico que pode ser adequadamente descrito pela equação dos gases perfeitos

$$pV = nR_0T \quad (1.10)$$

com e R_0 a constante universal dos gases ($R_0 = 8314.41\ Jkg^{-1}K^{-1}$). Notando que o numero de moles de gás $n = m / M$ (M a massa molecular) e que a densidade do gás é $\rho = m / V$ vem

$$p = \rho RT \tag{1.11}$$

com R dado pela Equação de Mayer

$$R = \frac{R_0}{M} = c_p - c_v \tag{1.12}$$

Para o ar $M \cong 28.97$ logo R ≅ 287 $Jkg^{-1}K^{-1}$. Introduzindo um parâmetro adimensional importante em análise de escoamentos compressíveis

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \tag{1.13}$$

obtém-se $$c_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \quad ; \quad c_v = \frac{1}{\gamma - 1} R \tag{1.14}$$

para gás perfeito c_p e c_v são constantes (dadas pela Teoria Cinética dos Gases). Para o ar contudo são funções da temperatura aumentando suavemente com esta, γ por seu lado diminui, também suavemente, com a temperatura. Como as variações são muito lentas é frequente considerarem-se aquelas grandezas constantes ou tomar valores médios em intervalos de temperatura não muito grandes. Valores típicos para o ar á temperatura ambiente são $c_p \approx 1005\ Jkg^{-1}K^{-1}$; $c_v \approx 718\ Jkg^{-1}K^{-1}$ e $\gamma \approx 1.4$. Só quando a exigência de rigor é muito elevada é que o efeito da humidade do ar é tido em conta, para o efeito é necessário recorrer a tabelas de vapor de água visto que este não pode ser tratado como um gás perfeito.

No caso de uma mistura de i gases prefeitos de massa total m, o valor da propriedade termodinâmica A deve ser obtido por média ponderada pelas massas dos gases presentes

$$A = \sum_i \frac{m_i}{m} A_i \quad ; \quad A = \{ R, c_p , c_v \} \tag{1.15}$$

Outra propriedade termodinâmica importante de um fluido (que também varia com a temperatura) é a sua viscosidade μ . A variação tem a forma

$$\frac{\mu}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \quad \text{ou} \quad \frac{\mu}{\mu_0} \approx \frac{T_0 + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \tag{1.16}$$

a segunda forma designa-se por Lei de Sutherland. Os valores T_0 e μ_0 referências (por exemplo para $T_0 = 300\ K$, $\mu_0 = 1.983 \cdot 10^{-5}\ Nsm^{-2}$) e as constantes $n \sim 0.7$ e $S \sim 110\ K$ para o ar.

De acordo com a Lei de Joule a energia interna de um gás perfeito é apenas função da temperatura, as relações (1.9) são válidas independente das limitações de volume e pressão constantes, e podem escrever--se

$$du = c_v\, dT \tag{1.17}$$
$$dh = c_p\, dT \tag{1.18}$$

Assim, a partir das relações (1.7) e (1.8) obtém-se

$$Tds = c_p dT - vdp \quad (1.19)$$
$$Tds = c_v dT + pdv \quad (1.20)$$

Diferenciando (1.11), substituindo o resultado em qualquer das expressões (1.19) ou (1.20) e usando (1.14) vem

$$Tds = c_v T\,(dp / p) + c_p T\,(dv / v) \quad (1.21)$$

Integrando as equações (1.19), (1.20) e (1.21) entre dois estados arbitrários 1 e 2 e notando que $\rho = 1 / v$ obtém-se

$$s_2 - s_1 = c_v \ln (T_2 / T_1) - R \ln (\rho_2 / \rho_1) \quad (1.22a)$$
$$s_2 - s_1 = c_p \ln (T_2 / T_1) - R \ln (p_2 / p_1) \quad (1.22b)$$
$$s_2 - s_1 = c_v \ln (p_2 / p_1) - c_p \ln (\rho_2 / \rho_1) \quad (1.22c)$$

Em escoamentos reversíveis e adiabáticos i.e. *isentrópicos* vem $s_2 - s_1 = 0$ assim substituindo as relações (1.14) nas equações (1.22) obtém-se

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\gamma} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.23)$$

Uma classe muito geral de processos termodinâmicos nos quais existe variação simultânea da pressão e do volume do sistema segundo uma lei pv^n = constante (n é uma constante). Estes chamam-se processos *politrópicos*. Os casos limites destes processos correspondem a

processo *isobárico* ($dp = 0 ; n = 0$)
processo *isotérmico* ($dT = 0 ; n = 1$)
processo *isentrópico* ($ds = 0 ; n = \gamma$)
processo *isocórico* ($dv = 0 ; n = \infty$)

1.2 Rendimentos e Perdas de Processos de Compressão e Expansão

A definição de rendimento de um processo de compressão ou expansão depende da forma como é utilizada a energia cinética do fluido no final do processo. Se esta energia for aproveitada para realizar trabalho num processo subsequente então faz sentido definir o rendimento do primeiro processo como rendimento total-total (índice *tt*, é o caso típico dos andares intermédios em turbomáquinas de múltiplos andares). Se a energia cinética no final do processo, embora estando disponível, não realiza trabalho, sendo completamente desaproveitada, então o rendimento que melhor define o processo é o rendimento total-estático (índice *ts*), que é sempre igual ou inferior ao rendimento total-total. Note-se que, por definição *entalpia de estagnação* é

$$h_0 = h + C^2 / 2 \quad (1.24)$$

Assim, de acordo com os diagramas de Mollier das figuras 1a e 1b definem-se para

Compressores: $$\eta_{tt} = \frac{h_{03ss} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} \quad ; \quad \eta_{ts} = \frac{h_{3ss} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} \quad (1.25)$$

Turbinas : $$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03ss}} \quad ; \quad \eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} \quad (1.26)$$

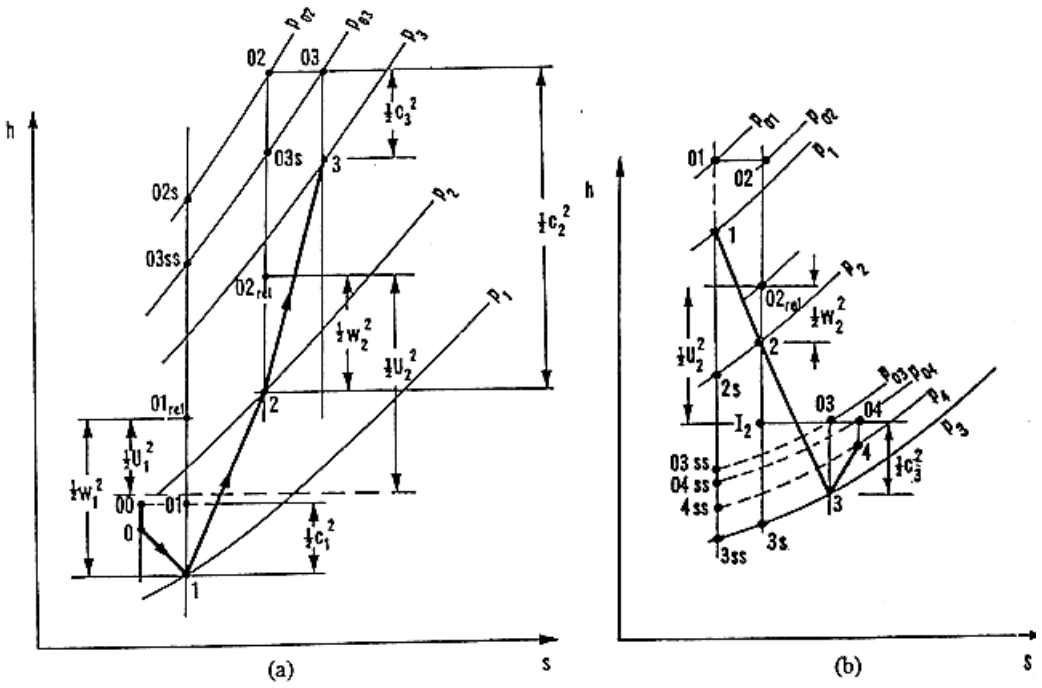


Figura 1.1 Diagramas de Mollier para um compressor (a) e uma turbina (b) radiais.

É também muito conveniente definir os rendimentos dos componentes individualmente. Notando que usualmente nos compressor a roda é sucedida pelo difusor enquanto que nas turbinas a roda é precedida pela tubeira, definem-se os rendimentos da seguinte forma

Roda do compressor : $$\eta_{rC} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \qquad (1.27)$$

Roda da Turbina : $$\eta_{rT} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02s}} \qquad (1.28)$$

Difusor do compressor : $$\eta_{D} = \frac{h_{3s} - h_{2}}{h_{3} - h_{2}} \qquad (1.28)$$

Tubeira da turbina : $$\eta_{N} = \frac{h_{1} - h_{2}}{h_{1} - h_{2s}} \qquad (1.29)$$

A eficiência dos difusores e tubeiras define-se em termos das entalpias estáticas visto que nestes órgãos, não havendo trocas de trabalho nem de calor a entalpia de estagnação mantém-se constante. Pode notar-se no diagrama de Mollier o efeito da aspiração á entrada da roda do compressor, que se traduz pela aceleração do escoamento desde o ponto 00 até ao ponto 1 (de velocidade c_1) de pressão e temperatura estáticas inferiores á atmosférica. Também na turbina pode observar-se que a existência de um difusor á saída permite a expansão até uma pressão p_3 subatmosférica sendo que o difusor realiza a recuperação da energia cinética dos gases de exaustão de 3 a 4.

Outros rendimentos importantes são:

Rendimento volumétrico

$$\eta_{VC} = \frac{m}{m + m_f} \quad ; \quad \eta_{VT} = \frac{m - m_f}{m} \tag{1.30}$$

(m é o caudal que é efectivamente actuado pela máquina m_f é o caudal de fugas.) e

Rendimento mecânico

$$\eta_{mC} = \frac{P}{P + P_a} \qquad \eta_{mT} = \frac{P - P_a}{P} \tag{1.31}$$

P_a é a potência dissipada por atrito mecânico, P é a potência efectivamente trocada com o fluido.

O rendimento global do compressor ou da turbina é

$$\eta = \eta_i \, \eta_v \, \eta_m \tag{1.32}$$

em que η_i é o rendimento adiabático-isentrópico i.e. o rendimento total-total ou total-estático.

Quanto ás perdas de pressão, existem inúmeros coeficientes de perdas, sendo

$$\varepsilon_p = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{01}} \tag{1.33}$$

provavelmente o mais simples, pelo que, não havendo grande vantagem no uso de qualquer outro, usar-se-á consistentemente este coeficiente de perda de pressão relativa em todo o trabalho. Considerando o escoamento *aproximadamente* incompressível a perda associada a este coeficiente obtém-se da equação de Bernoulli (veja-se secção 2.1) e é

$$E_p = \frac{p_{01} - p_{02}}{\rho_{12}} = \frac{p_{01}}{\rho_{12}} \varepsilon_p \tag{1.34}$$

ρ_{12} é um valor médio da densidade entre 1 e 2.

Como se depreende das definições dos rendimentos as perdas nos componentes são

Roda do compressor	$Ep_{rc} = h_{02} - h_{02\,s}$	
Difusor do compressor	$Ep_{dc} = h_{03} - h_{03\,s}$	
Tubeira da turbina	$Ep_{tt} = h_{02} - h_{02\,s}$	
Roda da turbina	$Ep_{rt} = h_{03} - h_{03\,s}$	(1.35)
Perda total no compressor	$Ep_c = h_{03} - h_{03\,ss} \geq E_{prc} + E_{pdc}$	
Perda total na turbina	$Ep_t = h_{03} - h_{03\,ss} \leq E_{prt} + E_{pdt}$	(1.36)
Energia trocada no compressor	$Er_c = h_{03} - h_{01}$	
Energia trocada na turbina	$Er_t = h_{03} - h_{01}$	(1.37)

Potências $$P_C = \frac{mEr_c}{\eta_{vC}\eta_{mC}} \quad ; \quad P_T = \eta_{vT}\,\eta_{mT}\; m\,Er_t \qquad (1.38)$$

As desigualdades devem-se ao facto de as isobáricas serem ligeiramente divergentes, resultado que advém de $(\partial h/\partial s)_p = T$.

Um outro parâmetro que tem interesse definir é o grau de reacção da máquina, parâmetro que por si só dá indicação do tipo de turbomáquina a que se refere

$$R = \frac{\Delta h_{roda}}{\Delta h_{andar}} \qquad (1.39)$$

O programa TURBO dá valores para todos os rendimentos e perdas mencionados, nos vários regimes de funcionamento do turbocompressor da instalação.

1.3 Ciclos Termodinâmicos

Os ciclos de turbina a gás abertos não são realmente *ciclos* no sentido estrito do termo visto que o fluido de trabalho circulante não é sempre o mesmo, por um lado porque a) Depois de efectuar as trocas de energia o fluido é descarregado para a atmosfera e b) Há adição de massa na(s) câmara(s) de combustão e reacções químicas no processo que modificam as propriedades do fluido.

Os ciclos de turbina a gás abertos ou de motores de combustão interna consistem essencialmente nos mesmos passos : Compressão, Aquecimento, Expansão e Exaustão. Nos motores de combustão interna todos estes processos ocorrem no mesmo componente - o cilindro, mas em diferentes instantes. Numa turbina a gás cada processo ocorre num componente diferente mas todos os processos estão a ocorrer simultaneamente sobre algum elemento de volume. Devido a este facto é possível combinar os vários componentes (ligações em série e em paralelo com múltiplos eixos), compressores, turbinas, câmaras de combustão e permutadores de calor de forma a obter inúmeros ciclos operativos (só a titulo de exemplo Mataix [25] apresenta 31 ciclos diferentes). De facto é possível projectar para cada aplicação o ciclo mais conveniente. Não são também incomuns as instalações que combinam motores de combustão interna, turbinas a gás e turbinas a vapor de forma a conseguir a melhor eficiência e aproveitamento térmico. Nem sempre a produção de trabalho mecânico é o único objectivo das instalações.

Os fluidos de trabalho empregues em ciclos de turbina a gás não sofrem mudanças de fase durante o processo, estes podem ser o ar (de longe o mais usual), ou em ciclos fechados, o dioxido de carbono, o hélio, misturas de gases inertes, etc. Analogamente os fluidos de trabalho nos ciclos de vapor podem ser água, mercúrio, fréon, etc., (ou combinações destes) sempre em ciclo fechado.

O objectivo do projectista é sempre a concepção de ciclos termodinâmicos de elevado trabalho especifico ou de elevada eficiência. Os ciclos de máxima eficiência são inúmeros, basta para tal que sejam compostos por dois processos isotérmicos e dois processos adiabáticos, ambos reversíveis [25,32]. A realização de trabalho isotérmicamente, i.e. simultaneamente com interacções calor com o exterior, é o que torna estes ciclos particularmente difíceis de realizar em qualquer máquina real, servindo apenas como referencias. Os casos particulares de maior interesse são aqueles em que os dois processos adiabáticos são: Isentropicos - Ciclo de Carnot; Isobáricos - Ciclo de Ericson e Adiabáticos - Ciclo de Stirling. A eficiência de qualquer destes ciclos é igual.

Considere-se pois o caso paradigmático do ciclo de Carnot da figura 1.2.

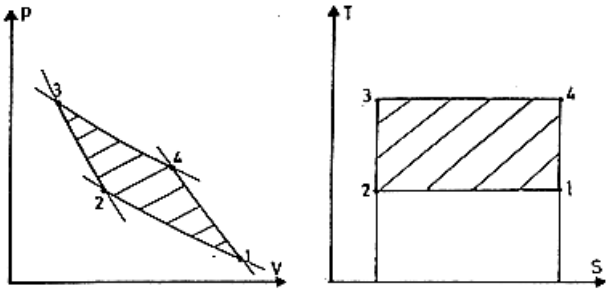


Figura 1.2 Ciclo de Carnot

Aplicando (1.22a) entre os pontos (1-2) e (3-4) obtém-se que $(v_2/v_1) = (v_3/v_4)$

Compressão isotérmica	$q_{12} = T_1 (s_2 - s_1)$	;	$w_{12} = RT_1 \log (v_2/v_1)$
Compressão adiabática	$q_{23} = 0$	;	$w_{23} = h_3 - h_2$
Expansão isotérmica	$q_{34} = T_3 (s_4 - s_3)$	;	$w_{34} = RT_3 \log (v_4/v_3)$
Expansão adiabática	$q_{41} = 0$	;	$w_{41} = h_1 - h_4$

(1.40)

Note-se que $w_{12} = q_{12}$, $w_{34} = q_{34}$ e $w_{23} = - w_{41}$. O rendimento do ciclo é

$$\eta = \frac{W_n}{Q_a} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \tag{1.41}$$

$W_n = \Sigma W_i$
Q_a = *Calor fornecido ao sistema* (Q_{34})

O ciclo de Joule ou Brayton (figura 1.3) é também um ciclo ideal e reversível mas de menor rendimento que o ciclo de Carnot. Todavia é o que mais se aproxima do ciclo real das turbinas a gás.

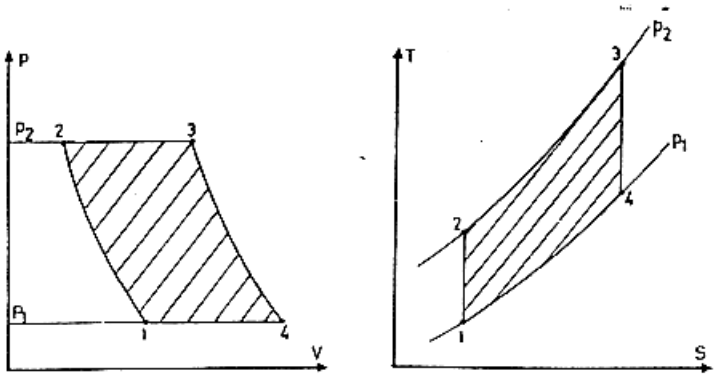


Figura 1.3 Ciclo de Joule

O ciclo de Joule consiste em

Compressão adiabática (e isentrópica)	$q_{12} = 0$;	$w_{12} = h_1 - h_2$
Aquecimento isobárico	$q_{23} = h_3 - h_2$;	$w_{23} = 0$
Expansão adiabática (e isentrópica)	$q_{34} = 0$;	$w_{34} = h_3 - h_4$

Arrefecimento isobárico $q_{41} = h_1 - h_4$; $w_{41} = 0$ (1.42)

Aplicando aos processos isentropicos (1-2) e (3-4) as relações (1.22) verifica-se que $(T_4 / T_1) = (T_3 / T_2)$, considerando o calor especifico constante em todos os processos obtém-se

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (1.42)$$

Ou seja o rendimento do ciclo ideal depende exclusivamente da razão de pressões do compressor e não da temperatura máxima do ciclo.

Considere-se agora um ciclo *real* aberto de turbina a gás como o implementado na configuração da figura 1.4a. O diagrama de T-s que lhe corresponde, para o caso mais geral em que existem regeneração (transferencia de calor do processo de arrefecimento 4-6 para o processo de aquecimento 2-5) e perdas nos vários componentes é o da figura 1.3b.

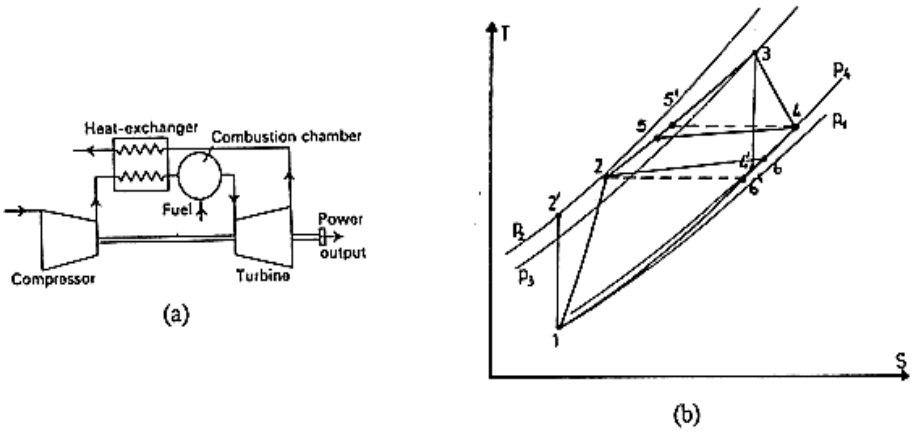


Figura 1.3 Ciclo real regenerativo de turbina a gás

Considera-se para os caudais que $m_2 = m_1$ e $m_3 = m_4$, m_f é o caudal de combustível injectado na câmara de combustão. Repare-se que numa máquina real estas assunções podem nem sempre verificar-se. Os rendimentos do compressor (C) da turbina (T) e do permutador (P) escrevem-se:

$$\eta_C = \frac{H_{2'} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (1.43)$$

$$\eta_T = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{4'}} \quad (1.44)$$

$$\eta_P = \frac{H_5 - H_2}{H_{5'} - H_2} = \frac{H_4 - H_6}{H_4 - H_{6'}} \quad (1.45)$$

Analogamente definem-se da seguinte forma as seguintes perdas de pressão relativa no permutador do lado do ar (*pa*), do lado do gás (*pg*), na câmara de combustão (*cc*) e na conduta de exaustão (*ce*)

$$\varepsilon_{pa} = \frac{p_2 - p_5}{p_2} \quad ; \quad \varepsilon_{pg} = \frac{p_4 - p_6}{p_4} \tag{1.46}$$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{p_5 - p_3}{p_5} \quad ; \quad \varepsilon_{ce} = \frac{p_6 - p_1}{p_6} \tag{1.47}$$

Assim verificam-se as seguintes relações:

$$p_3 = p_2\left(1-\varepsilon_{cc}\right)\left(1-\varepsilon_{pa}\right) \quad ; \quad p_4 = \frac{p_1}{\left(1-\varepsilon_{ce}\right)\left(1-\varepsilon_{ce}\right)}$$

$$F_p = \left(1-\varepsilon_{pa}\right)\left(1-\varepsilon_{cc}\right)\left(1-\varepsilon_{pg}\right)\left(1-\varepsilon_{ce}\right)$$

$$F_{21} = \frac{c_{P_{2'}}}{c_{p_1}} \quad ; \quad F_{31} = \frac{c_{P_3}}{c_{p_1}} \quad ; \quad F_{43} = \frac{c_{P_{4'}}}{c_{p_3}}$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad ; \quad \pi = \frac{p_2}{p_1} \quad ; \quad f = \frac{m_f}{m_1} = \frac{m_3}{m_1} - 1$$

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \pi^m \quad ; \quad \frac{T_{4'}}{T_3} = \left(\frac{p_{4'}}{p_3}\right)^m \approx \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^m = F_p^m \pi^{-m}$$

(1.48)

O trabalho útil por unidade de massa no ciclo, ou seja o trabalho especifico do ciclo (Jkg^{-1}) é

$$W = W_C + W_T = (H_1 - H_{2'}) + (H_3 - H_{4'}) = (1/\eta_C)(H_1 - H_2) + \eta_T (H_3 - H_4)$$

$$W = H_1\left[\frac{1}{\eta_C}\left(1 - \frac{H_{2'}}{H_1}\right) + \eta_T \frac{H_3}{H_1}\left(1 - \frac{H_{4'}}{H_3}\right)\right]$$

$$W = c_{p_1} T_1\left[\frac{1}{\eta_C}\left(1 - F_{21}\pi^m\right) + \eta_T F_{31}\frac{T_3}{T_1}\left(1+f\right)\left(1 - F_{43}F_P^m\pi^{-m}\right)\right] \tag{1.49}$$

O calor aduzido por unidade de massa no ciclo (Jkg^{-1}) é

$$\begin{aligned} Q &= H_3 - H_5 = (H_3 - H_2) - (H_5 - H_2) = (H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \eta_P (H_4 - H_2) \\ &= (H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \eta_P [(H_3 - H_1) - (H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)] \\ &= (H_3 - H_1)(1 - \eta_P) - [(1 - \eta_P)/\eta_C](H_{2'} - H_1) + \eta_P \eta_T (H_3 - H_{4'}) \end{aligned}$$

$$Q = H_1\left[\left(1-\eta_P\right)\left(\frac{H_3}{H_1} - 1\right) - \frac{1-\eta_P}{\eta_C}\left(\frac{H_{2'}}{H_1} - 1\right) + \eta_T\eta_P \frac{H_3}{H_1}\left(1 - \frac{H_{4'}}{H_3}\right)\right] \tag{1.50}$$

$$Q = c_{p_1} T_1 \left\{ \left[(1+f) F_{31} \frac{T_3}{T_1} - 1 \right] (1-\eta_P) - \frac{1-\eta_P}{\eta_C} \left(F_{21} \pi^m - 1 \right) + \eta_P \eta_T F_{31} \frac{T_3}{T_1} (1+f) \left(1 - F_{43} F_p^m \pi^{-m} \right) \right\}$$

(1.51)

A eficiência do ciclo é

$$\eta = \frac{W}{Q} \tag{1.52}$$

O consumo especifico do ciclo (*kg W-1s-1*) é

$$SFC = \frac{f}{W} = \frac{Q}{WH_f} \tag{1.53}$$

H_f é o valor calorifico do combustível.

As expressões obtidas aplicam-se também ao ciclo não regenerativo, bastando para tal considerar $\eta_P = \varepsilon_{pa} = \varepsilon_{pg} = 0$. As figuras 1.5a e 1.5b permitem comparar os rendimentos dos ciclos com (a) e sem (b) regeneração para diferentes temperaturas máximas do ciclo T_{03} , razões de pressão r_c e eficiências do permutador, para uma máquina com eficiências de compressor e turbina típicos .

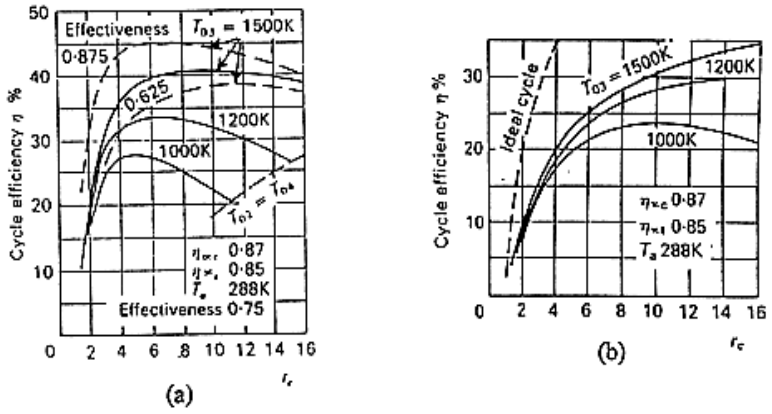


Figura 1.5 Eficiência dos ciclos rais de turbina a gás com (a) e sem (b) regeneração.

A eficiência, potência especifica e consumo especifico do ciclo têm extremos que, em geral não coincidem, i.e. ocorrem para diferentes valores de T_3 e π, pelo que é necessário achar soluções de compromisso na fase de projecto. Quanto maior a eficiência do permutador menor a razão de pressões para a qual a eficiência da instalação é máxima.

O aproveitamento da energia térmica do gás de exaustão é a grande vantagem do ciclo regenerativo. Repare-se também que o acréscimo de temperatura á saída da turbina causado pela expansão não isentrópica é aproveitado no permutador. A potência especifica não é alterada em relação ao ciclo simples (não regenerativo), mas a eficiência é significativamente aumentada, particularmente no domínio das baixas razões de pressão e consequentemente menores consumo especifico. O programa TURBO permite avaliar a importância da regeneração no consumo. Por exemplo para um regime de aproximadamente 58500 r.p.m., um caudal de ar de 0.235 Kg s^{-1} e uma temperatura de entrada na turbina de 650 ºC obtêm-se os resultados da tabela 1. Todavia a presente instalação têm eficiência térmica nula visto que não é feita nenhuma extracção de trabalho do veio da máquina nem tampouco aproveitamento da energia cinética á saída, ou seja a turbina fornece apenas o trabalho necessário para a compressão do ar.

Potência / Consumo Especifico	$\eta_P = 0$	$\eta_P = 0.683$	$\eta_P =$ 0.990
Potência da Câmara de Combustão (kW)	160	60.1	20.7
Potência do Recuperador (kW)	0	96.2	137.6
Consumo Especifico de Propano (kg kWh^{-1})	0.810	0.340	0.114

Tabela 1. Potências e consumos específicos do ciclo em função da eficiência do permutador.

Os ciclos de turbina a gás abertos são ciclos de alta temperatura e baixa pressão com p_2 / p_1 da ordem 30 (motores de aviação) enquanto que nos ciclos de turbina a vapor (ciclos de Rankine) a razão de expansão p_1 / p_2 pode exceder 7000 (condensadores estão a uma pressão da ordem de 33 mbar). O ciclo de Joule (regenerativo ou não) tem sido modificado de inúmeras maneiras de forma a aumentar o rendimento ou a potência especifica do ciclo básico. Os processos mais usuais de o fazer são:

a) Introdução de um ou mais permutadores para arrefecimento intermédio entre andares de compressão.
b) Introdução de permutadores ou câmaras de combustão (só possível porque o processo de combustão na primeira câmara realiza-se com grande excesso de ar) para aquecimento intermédio na fase de expansão.
c) Combinações dos dois casos anteriores.

Em qualquer dos casos o ciclo básico aproxima-se do ciclo de Ericson, i.e. com compressão e expansão isotérmicas.

2. Fundamentos de Mecânica dos Fluidos

Considere-se o caso geral de uma partícula de fluido num referencial (x,y,z) não inercial de velocidade angular **Ω**(t) como a da figura 2.1.

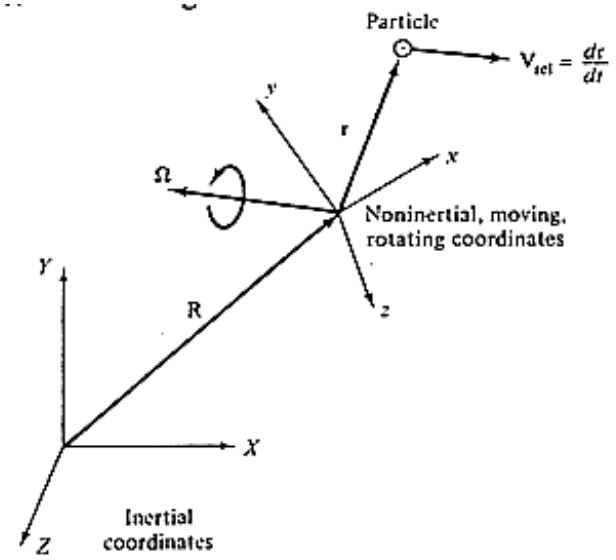


Figura 2.1 Movimento de uma partícula de fluido num referencial não-inercial

A posição da partícula em relação ao referencial inercial (X,Y,Z) é

$$\boldsymbol{S_i = R + r} \qquad (2.1)$$

notando que $\boldsymbol{r} = r\,\boldsymbol{k}$ com $\boldsymbol{k}$ o versor de $\boldsymbol{r}$ e

$$\frac{dr}{dt} = k\frac{dr}{dt} + r\frac{dk}{dt} \quad ; \quad \frac{dk}{dt} = \vec{\Omega} \times \vec{k} \qquad (2.2)$$

vem para a velocidade no referencial inercial (índice i)

$$\vec{V_i} = \vec{V} + \vec{\Omega} \times \vec{r} + \frac{dR}{dt} \qquad (2.3)$$

e para a aceleração

$$\vec{a_i} = \frac{d^2 r}{dt^2} = \vec{a} + \vec{a}_{rel} \qquad (2.4)$$

$$\vec{a}_{rel} = \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{d\Omega}{dt} \times \vec{r} + 2\vec{\Omega} \times \vec{V} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \qquad (2.5)$$

O primeiro termo de a_{rel} é a aceleração do referencial não inercial, o segundo é um termo de aceleração angular, o terceiro é a aceleração de Coriolis e o quarto a aceleração centrípta.

A força que actua numa partícula de massa *m* é

$$\sum \vec{F} = m\vec{a}_i = m\left(\frac{dV}{dt} + a_{rel}\right) \tag{2.6}$$

2.1 Teorema do Transporte de Reynolds

Teorema do transporte de Reynolds para um volume de controle - CV - arbitrário (pode ser móvel e deformável) delimitado por uma superfície de controle - CS - é

$$\frac{d}{dt}(B_{sist}) = \frac{d}{dt}\left(\iiint_{CV} \beta\rho\, dv\right) + \iint_{CS} \beta\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA \tag{2.7}$$

em que *B* é uma propriedade do fluido no sistema como a massa, a energia ou o momento e β = *dB/dm* é o valor intensivo da propriedade *B* no elemento de volume elementar *dv*. A primeira parcela do segundo membro de (2.7) representa a taxa de variação de B em CV enquanto que a segunda representa o fluxo de B por CS (como habitualmente numa direcção normal á superfície). ***V*** é a velocidade absoluta e $\boldsymbol{V_r = V - V_s}$ a velocidade do fluido relativamente á superfície (de velocidade $\boldsymbol{V_s}$). O termo de fluxo pode escrever-se

$$\iint_{CS} \beta\rho(V_r \cdot \vec{n})\, dA = \iint_{CS} \beta\, d\dot{m}_{out} - \iint_{CS} \beta\, d\dot{m}_{in} \tag{2.8}$$

O termo $d\dot{m} = \rho\, \boldsymbol{V_{rn}}\, dA$ é o caudal massico elementar que entra ou sai de CV.

Em todas as aplicações de interesse pratico as fronteiras de CV são escolhidas de forma a simplificar os cálculos e frequentemente considera-se que as propriedades do fluido são aproximadamente uniformes nas *i* secções de entrada e saída de CV - *aproximação unidimensional*. Assim os integrais de (2.8) reduzem-se a somas finitas

$$\iint_{CS} \beta\rho(V_r \cdot n)\, dA = \sum_i (\beta_i \dot{m}_i)_{out} - \sum_i (\beta_i \dot{m}_i)_{in} \tag{2.9}$$

Casos particulares :

A. Conservação da massa ($B = m$; $\beta = 1$)

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{sist} = \frac{d}{dt}\left(\iiint_{CV} \rho\, dv\right) + \iint_{CS} \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA = 0 \tag{2.10}$$

B. Conservação do momento linear ($\boldsymbol{B = mV}$; $\boldsymbol{\beta = V}$)

$$\frac{d}{dt}(m\vec{V})_{sist} = \sum \vec{F} - \iiint \vec{a}_{rel} dm = \frac{d}{dt}\left(\iiint_{CV} \vec{V}\rho\, dv\right) + \iint_{CS} \vec{V}\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA \tag{2.11}$$

Particularizando para um referencial inercial o termo com $\boldsymbol{a}_{rel}$ é nulo. $\Sigma \boldsymbol{F}$ é a soma vectorial de todas as forças que *actuam sobre* CV . Estas podem ser forças massicas (como a gravitica) ou forças superficiais (como a pressão ou tensões viscosas)

$$F_g = mgz \tag{2.12}$$

$$F_{press} = -\iint_{CS} p\vec{n}dA \tag{2.13}$$

a normal ***n*** considera-se positiva para o exterior de CV. Repare-se ainda que (132), tratando-se de uma equação vectorial pode decompor-se em 3 equações independentes segundo cada componente de ***V***.

C. Conservação do momento angular ($\boldsymbol{B} = m\,\boldsymbol{r} \times \boldsymbol{V}$; $\beta = \boldsymbol{r} \times \boldsymbol{V}$)

$$\frac{d}{dt}\left(m\vec{r} \times \vec{V}\right)_{sist} = \sum \vec{M}_0 = \frac{d}{dt}\left(\iiint_{CV} (\vec{r} \times \vec{V})\rho dv\right) + \iint_{CS} (\vec{r} \times \vec{V})\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})dA \tag{2.14}$$

com

$$\sum M_0 = \sum (r \times F)_0 - \iiint_{CV} (r \times a_{rel})dm \tag{2.15}$$

o momento de todas as forças em torno do ponto 0.

D. Equação da energia ($B = E$; $\beta = dE/dm = e$)

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\iiint_{CV} e\rho dv\right) + \iint_{CS} e\rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \tag{2.16}$$

Este é, por uma questão de simplicidade, o caso particular para um volume de controle fixo. Recordando o primeiro principio da termodinâmica (1.1) e escrevendo

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_p + \dot{W}_v \tag{2.17}$$

$$e = u + V^2/2 + gz \tag{2.18}$$

$$h = u + p/\rho \tag{2.19}$$

$$\dot{W}_p = \iint_{CS} p(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \tag{2.20}$$

com W_s o trabalho extraído ou fornecido ao sistema (pelo veio de uma máquina por exemplo), W_v o trabalho das forças viscosas e W_p o trabalho das forças de pressão, obtém-se

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_v = \frac{\partial}{\partial t}\left(\iiint_{CV} (u + \frac{1}{2}V^2 + gz)\rho dv\right) + \iint_{CS} (h + \frac{1}{2}V^2 + gz)\rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \tag{2.21}$$

A equação de Bernoulli é um caso particular desta equação considerando escoamento estacionário invíscido e incompressível ao longo de uma linha de corrente (sem realização de trabalho). Neste caso o escoamento é isentrópico e $dh = dp/\rho$ substituindo em (2.21) vem

$$p/\rho + V^2/2 + gz = \text{constante} \tag{2.22}$$

Para escoamento absoluto adiabático e isentropico estacionário

$$h + V^2/2 + gz = \text{constante} \qquad (2.23)$$

Para escoamento relativo adiabático e isentropico estacionário pode mostrar-se [8] que

$$h + (V_r^2 - U^2)/2 + gz = \text{constante} \qquad (2.24)$$

com $U = \Omega r$ e V_r a velocidade relativa do escoamento.

A abordagem que fizemos é uma análise integral sobre volumes de controle macroscópicos. Outra abordagem possível para os problemas de mecânica de fluidos consiste em escrever as equações de conservação na forma diferencial, para uma volume de controle infinitesimal. Uma abordagem deste género conduziria ás conhecidas equações de Navier-Stokes que decrevem com toda a generalidade o comportamento de escoamentos tridimensionais viscosos e compressíveis de fluidos Newtonianos (modelo de fluido para o qual as tensões viscosas são proporcionais ás taxas de deformação). O problema é que essas equações são demasiado difíceis para analisar escoamentos arbitrários. Existem todavia programas de simulação numérica muito elaborados que as implementam em geometrias mais ou menos idealizadas.

2.2 Escoamento Compressível Adiabático e Isentrópico

A análise de escoamentos compressíveis é bastante mais complicada do que para incompressíveis devido á necessidade de resolver simultaneamente as equações

1. Equações da continuidade
2. Equação do momento
3. Equação da energia
4. Equação de estado

para obter as incógnitas (p, ρ, T, V) por isso muitos escoamentos são tratados assumindo que o escoamento é reversível e adiabático, ou seja isentropico.

A velocidade do som a para um gás perfeito é a velocidade de propagação de uma onda de pressão de baixa intensidade (isentrópica)

$$a = [(\partial p/\partial \rho)_s]^{1/2} = (\gamma p/\rho)^{1/2} = (\gamma R T)^{1/2} \qquad (2.25)$$

O parâmetro dominante em escoamentos compressíveis é o número de Mach

$$M = \frac{V}{a} \qquad (2.26)$$

sendo usual designar os diversos regimes de escoamento da seguinte forma, função do numero de Mach

$M < 0.3$ - Escoamento incompressível (variações de densidade negligíveis).

$0.3 < M < 0.8$ - Escoamento subsónico (com variações de densidade mas sem que apareçam ondas de choque).

$0.8 < M < 1.2$ - Escoamento transónico (existem regiões de escoamento subsónico e supersónico separadas por ondas de choque).

$1.3 < M < 3$ - Escoamento supersónico.

$M > 3$ - Escoamento hipersónico.

A partir de (2.23) desprezando a contribuição da energia potencial gravitica (insignificante face aos outros termos) e chamando á constante entalpia de estagnação h_0 tem-se, como já vimos na secção 1.2

$$h_0 = h + V^2/2 \qquad (1.24)$$

atendendo ás relações (1.14), (1.18) e (2.25) obtém-se

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_p T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \qquad (2.27)$$

e a partir das relações (1.22), considerando 1 o estado estático do escoamento 2 o estado de estagnação (obtido numa desaceleração isentrópica e adiabática até á velocidade zero) obtém-se

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{\gamma} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad (2.28)$$

As quantidades h_0 e T_0 são constantes no escoamento mesmo na presença de irreversibilidades como fricção e ondas de choque, enquanto que p_0 e ρ_0 só o são se o escoamento for isentropico.
O caudal *m* que pode escoar-se por uma conduta de área *A* é

$$m = \rho A V = \frac{p}{RT} A a M = A\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{p}{\sqrt{T}} M = A\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{1}{2}\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \qquad (2.29)$$

Note-se que, da própria definição de $a = (\gamma RT)^{1/2}$ vem que $a/a_o = (T/T_0)^{1/2}$.

Diferenciando *m* em relação a *M* e igualando o resultado a zero conclui-se que o caudal máximo que pode passar na conduta corresponde a $M = 1$ na secção de área $A^* = A_{M=1}$. Esta é sempre a área de passagem mínima da conduta. Nestas condições o escoamento na conduta diz-se *bloqueado* (do inglês *choked*) e o caudal máximo só depende das características do gás (por *R* e γ) e das condições de estagnação p_0 e T_0 .

Considere-se agora o caso de escoamento numa conduta em movimento, como por exemplo um canal entre as pás da roda de uma turbomáquina. Nesta situação o caudal é calculado com base na velocidade relativa que vamos passar a designar com o símbolo W. Aplicando a equação (2.24) obtém-se de forma análoga ao que foi feito em (2.29)

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{W^2 - U^2}{2c_p T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}(M_r^2 - M_u^2) \qquad (2.30)$$

com $M_r = W/a$ e $M_u = U/a$, representando respectivamente o número de Mach do escoamento relativo e um *número de Mach* associado á velocidade de transporte da roda. Analogamente vem

$$m = \rho A W = \frac{p}{RT} A a M_r = A\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{p}{\sqrt{T}} M_r = A\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} M_r \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}(M_r^2 - M_u^2)\right)^{-\frac{1}{2}\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \qquad (2.31)$$

Mais uma vez a passagem encontra-se bloqueada na secção em que $M_r = 1$, todavia note-se que o caudal máximo agora depende também da velocidade de rotação da máquina, aumentando com esta.

Podem encontrar-se com o programa TURBO situações de bloqueamento á entrada e saída (entrada no difusor) da roda do compressor e á saída da roda da turbina, em regimes de funcionamento elevados. As curvas características da máquina (Apêndice 9.2) mostram que nestes regimes, para uma velocidade de rotação fixa, o caudal aumenta até certo ponto mantendo-se depois aproximadamente constante.

De referir ainda uma fonte de irreversibilidade comum em escoamentos supersónicos (internos ou externos) que é a presença de ondas de choque, facilmente observáveis por exemplo através de fotografias Schlieren como a da figura que mostra o escoamento á saída do rotor de uma turbina ($M = 1.15$). É também visível a interacção entre as ondas de choque e a camada limite junto á pá.

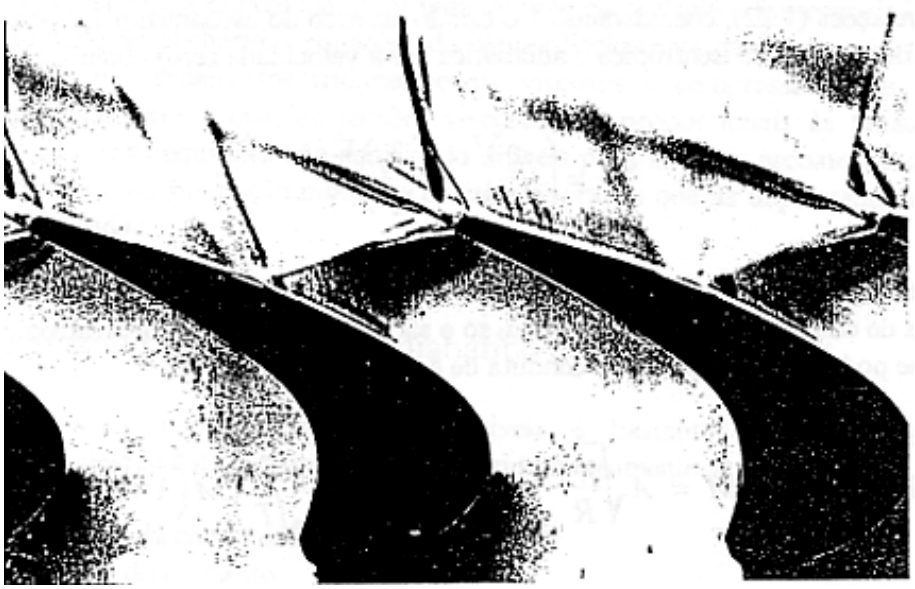


Figura 2.2 Ondas de choque no rotor de uma turbina

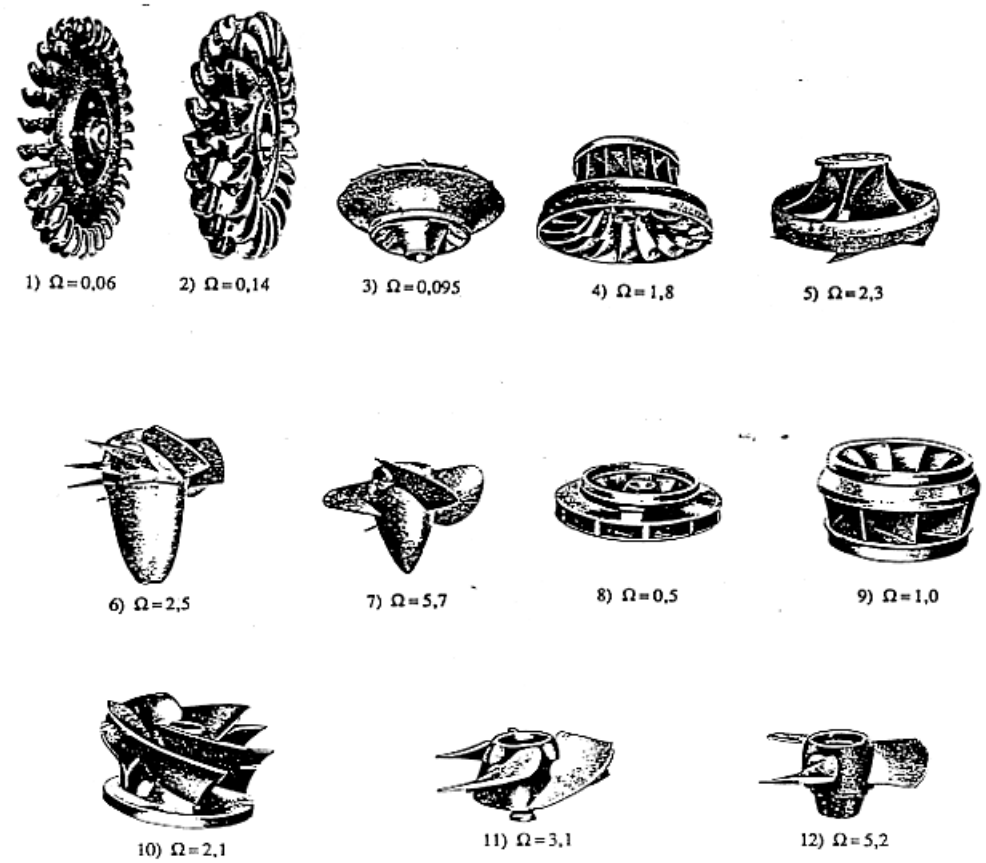
As ondas de choque podem tratar-se analiticamente como descontinuidades nas propriedades do escoamento já que a espessura de uma onda de choque é da ordem de grandeza do livre percurso médio das moléculas do gás. As ondas de choque são originadas por perturbações num escoamento supersónico (obstáculos por exemplo) que forçam o ajuste quase instantâneo do campo de velocidades. Recorde-se que o escoamento supersónico não tem tempo de se ajustar na aproximação ao obstáculo visto que não o *vê* nada do que se encontra a jusante. O escoamento depois do choque pode ser ainda supersónico (choque obliquo) ou subsónico (choque normal) mas é sempre inferior á velocidade a montante do choque visto que há sempre conversão de energia cinética em energia de pressão e aumento de temperatura.

As propriedades (p, ρ, T) e (p_0 , ρ_0 , T_0) podem escrever-se, á semelhança do que se fez em (2.27) a (2.31) como funções do numero de Mach para um grande numero de situações típicas, como escoamentos com fricção e transferência de calor, escoamentos com choques normais e oblíquos, etc.

3. Turbomáquinas

As máquinas em que há trocas de energia entre fluidos e órgãos mecânicos designam-se por *máquinas de fluido*. Estas podem ser de *deslocamento positivo* ou de *fluxo*. Nas *máquinas deslocamento positivo* o órgão de trabalho tem frequentemente (mas há excepções) movimento alternativo, e as trocas de energia com o fluido ocorrem numa região de volume variável mas bem definida. Nas *máquinas de fluxo* ou *turbomáquinas* as trocas de energia ocorrem num órgão rotativo e o fluido escoa-se pela máquina com velocidade variável. De facto pode definir-se *turbomáquina* como aquela cujo funcionamento baseia-se na equação fundamental das turbomáquinas a Equação de Euler das Turbomáquinas (veja-se secção 3.1).

As turbomáquinas que transmitem energia ao fluido designam-se por Bombas no caso de o fluido ser um liquido e por Compressores ou Ventiladores caso o fluido ser um gás. A distinção entre compressores e ventiladores é relativamente arbitrária. Consideram-se compressores as máquinas cujo acréscimo de pressão relativo $\Delta p/p$ é superior a 8% da pressão de entrada, e ventiladores as máquinas com menores acréscimos de pressão. As turbomáquinas que absorvem energia do fluido designam-se por turbinas. A figura 3.1 dá uma ideia da diversidade de concepções possível nestas máquinas. O parâmetro $\Omega = NQ^{1/2}(gH)^{-3/2}$ (N velocidade angular, Q caudal volúmico, H altura de elevação e g aceleração da gravidade) é um grupo adimensional muito usado para escoamentos incompressíveis em turbomáquinas e tem o nome de *velocidade especifica*.



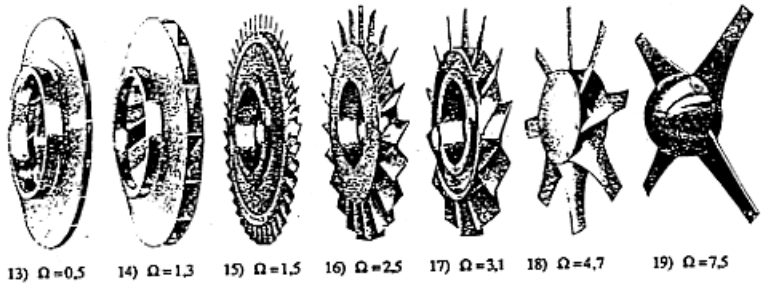


Figura 3.1 Rotores de Turbomáquinas

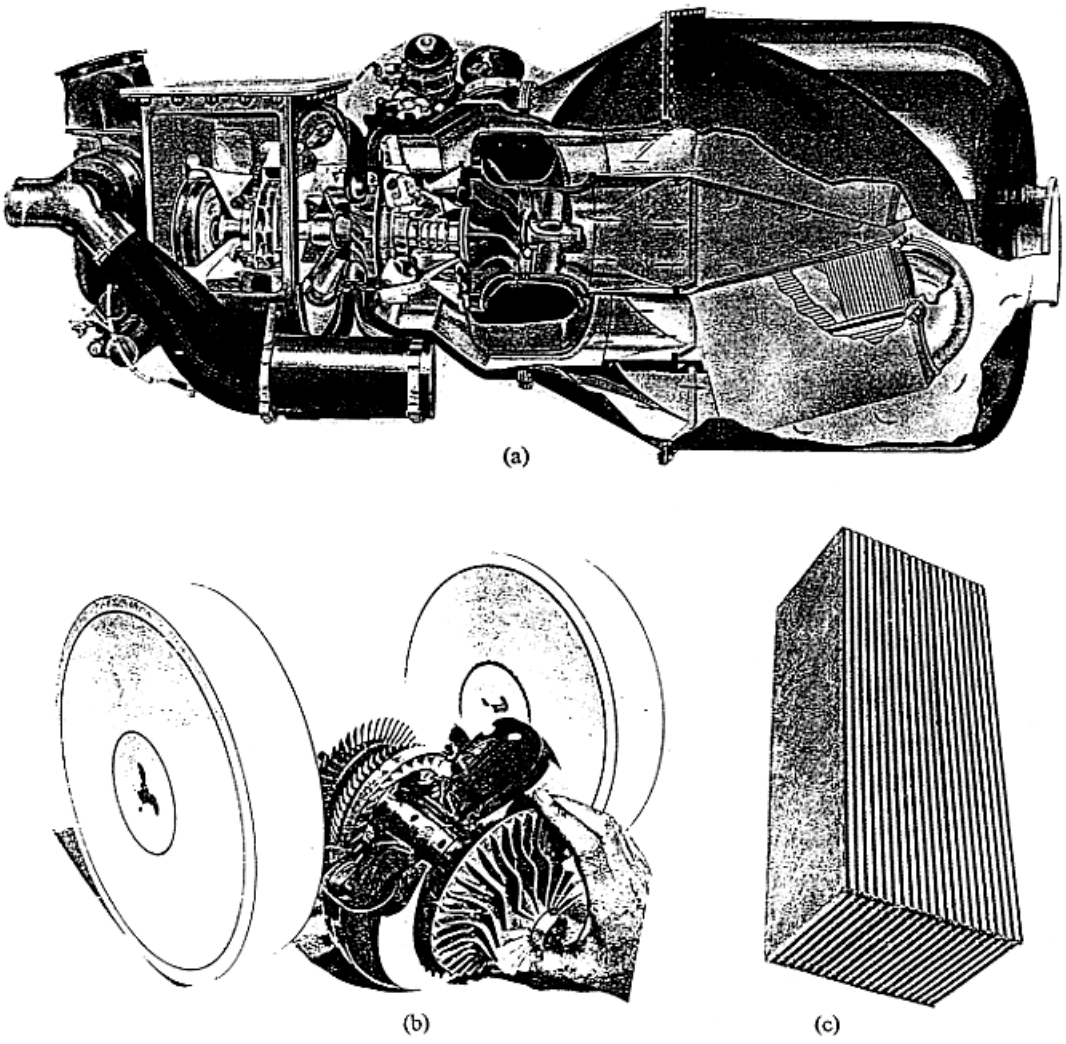


Figura 3.1 Rotores de Turbomáquinas

Figura 3.2 Turbinas a gás em ciclo regenerativo para propulsão rodoviária

O estudo do escoamento nestas máquinas é um dos mais activos e práticos domínios de investigação ligado á mecânica dos fluidos. O emprego das turbomáquinas é vastíssimo, variando dos pequenos electrodomésticos com poucos watts de potência e rodas alguns centímetros de diâmetro até grandes centrais nucleares hidro e termoeléctricas onde, na mesma máquina, podem atingir-se potências da ordem de 1.5 gigawatt e diâmetros de roda até 10 metros (turbinas hidráulicas) ou mais (turbinas eólicas). Naturalmente pelo meio ficam os sistemas de propulsão aeronáuticos, navais (incluindo hélices) e ferroviários. Tem sido estudada a aplicação de pequenas turbinas a gás como as da figura 3.2a e 3.2b para propulsão rodoviária. O conjunto da figura 3.2a cujo tambor tem cerca de 900 mm de diâmetro apresenta compressor e turbina radiais e de um único andar, configuração muito semelhante á de um turbocompressor de sobrealimentação (a câmara de combustão não é visível). No caso da figura 3.2b o compressor é radial e a turbina é axial com dois andares. Em ambos os casos os motores funcionam em ciclo regenerativo mas como pode observar-se a construção 3.2b é muito mais compacta, provavelmente devido ao uso de regeneradores cerâmicos rotativos. O recuperador do motor 3.2a encontra-se em 3.2c, trata-se de uma estrutura de placas alhetadas (do inglês *plate-fin*). Repare-se que o ar efectua duas passagens pela matriz e o gás apenas uma em corrente cruzada (veja-se secção 5).

As turbomáquinas podem classificar-se em *abertas* ou *fechadas*. Nas primeiras a roda transmite potência a uma quantidade ilimitada de fluido (é o caso de hélices e turbinas eólicas). As turbomáquinas fechadas estão limitadas por um invólucro fixo ou estator de tal modo que é bem definido o caudal que atravessa a máquina. Uma outra classificação usual baseia-se na direcção predominante do escoamento na máquina. Este pode ser axial (na figura 3.1 as rodas 6,7,11,12,15-19), radial (rodas 3,8,13,14) ou misto (rodas 4,5,9,10). As rodas 1 e 2 são caso muito particulares (turbinas hidráulicas Pelton) em que o escoamento não é axissimétrico nas sim tangencial. Por vezes combinam-se na mesma máquina andares com diferentes tipos de escoamento, mas frequentemente são construídas de forma a ter fundamentalmente apenas um dos tipos. As máquinas de tipo axial admitem maior caudal por unidade de área frontal do que as radiais, mas trocam menos energia por andar com o fluido.

A roda de um compressor radial (figuras 3.3a e 3.3b) é constituída pelo indutor (do inglês *inducer*) e pelo impulsor (do inglês *impeler*), que podem ou não constituir uma peça única.

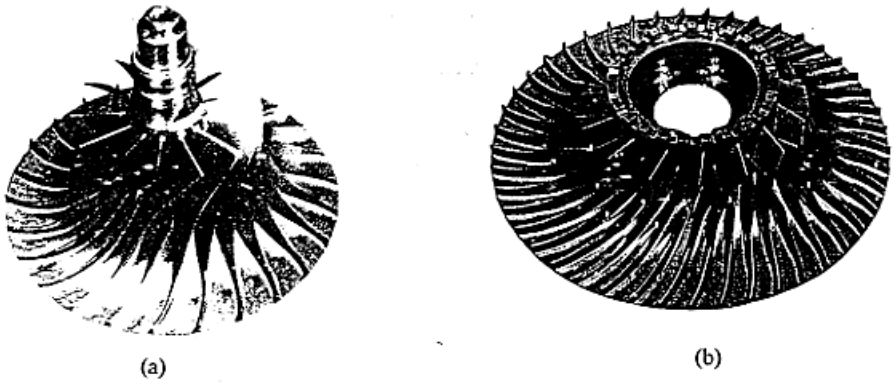


Figura 3.3 Rotores de compressores radiais

O indutor é a parte quase axial de entrada, que actua como um compressor axial e tem como função gerar um forte efeito de aspiração. O impulsor é a parte praticamente radial da roda onde ocorre a maior transferencia de energia para o fluido. Algumas rodas são de *dupla admissão*, isto é admitem fluido em ambas as faces do disco. As rodas da figura 3.3 dizem-se do tipo *aberto*, outra solução construtiva (mais frequente em bombas) é a roda *fechada* que apresenta cobertura frontal das pás, como é o caso de todas as rodas radiais da figura 3.1. Em aplicações menos usuais as máquinas apresentam também uma coroa de pás de pré-guiamento (eventualmente de angulo ajustavél) antes da roda. Esta técnica permite reduzir o numero de Mach relativo á entrada da roda, o que atrasa o aparecimento de bloqueamento, e pode conduzir a um acréscimo da eficiência da máquina (menores perdas por choque em regimes não nominais), embora possivelmente á custa de menor troca de trabalho no andar.

Turbocompressores, como o nome indica são turbomáquinas destinadas á produção de ar (ou outro gás) comprimido, sendo muitas vezes accionadas por turbinas. O seu uso na sobrealimentação de motores de combustão interna começou, provavelmente, pelos motores de aviação devido a que a potência dos motores alternativos atmosféricos baixava muito com a altitude. Estendeu-se depois aos motores Diesel estacionários fundamentalmente devido á melhoria que proporciona no rendimento térmico do ciclo (redução do consumo especifico), já que o aproveitamento da energia dos gases de exaustão permite efectivamente prolongar a expansão que ocorre dentro dos cilindros. O aumento da potência é, por vezes, um subproduto da sobrealimentação, mas na maior parte dos casos a sobrepressão no colector de admissão é muito pequena pelo que apenas contribui para a melhoria do rendimento volumétrico dos cilindros além de prover excesso de ar para varrimento dos mesmos. Actualmente o uso de turbocompressores generalizou-se a quase todos os motores Diesel industriais, sejam eles para geração de energia ou propulsão, e até aos motores Otto (a gasolina), menos adequados para a sobrealimentação devido á detonação que ocorre no cilindro a taxas de compressão muito elevadas e que prejudica o rendimento termo-mecânico do motor.

Os turbocompressores de sobrealimentação podem ser accionados pelo veio do motor onde estão montados, mas a solução mais usual e vantajosa do ponto de vista termodinâmico e mecânico é o seu acoplamento a uma turbina de gases de exaustão. Os turbocompressores de grande porte podem ter um ou mais andares de compressor e turbina e estes podem ser axiais ou, mais usualmente, uma combinação de compressor radial e turbina axial. Todavia os mais usuais não são de construção tão elaborada sendo constituídos por apenas um andar de compressor e outro de turbina, ambos radiais, com o aspecto da figura 3.4.

O turbocompressor da presente instalação é semelhante ao das figuras 3.4 e 3.5, o tipo vulgarmente empregue em motores de veículos pesados. Encontra-se em apêndice (9.3;9.4) um desenho do grupo desmontado assim como uma vista em corte meridional que apresenta já as modificações introduzidas para permitir a colocação de tomadas de pressão e atravessamento. A figura 3.5 mostra um esquema dos escoamentos no turbocompressor. Os gases (normalmente provenientes da conduta de exaustão do motor) são admitidos á turbina tangencialmente á entrada da voluta (1) que neste caso apresenta um septo que divide a área de passagem dos gases em duas (usualmente ligadas a diferentes colectores de escape). A exaustão da turbina é realizada axialmente (2) depois de passar pela roda (3). A roda da turbina está ligada axialmente com a do compressor através do eixo que atravessa o cárter de lubrificação (4). O ar admitido ao compressor (7) é actuado pela roda deste (6), passa o difusor de paredes paralelas (á saída da roda), é colectado na caixa (8) e finalmente sai (5) para o motor.

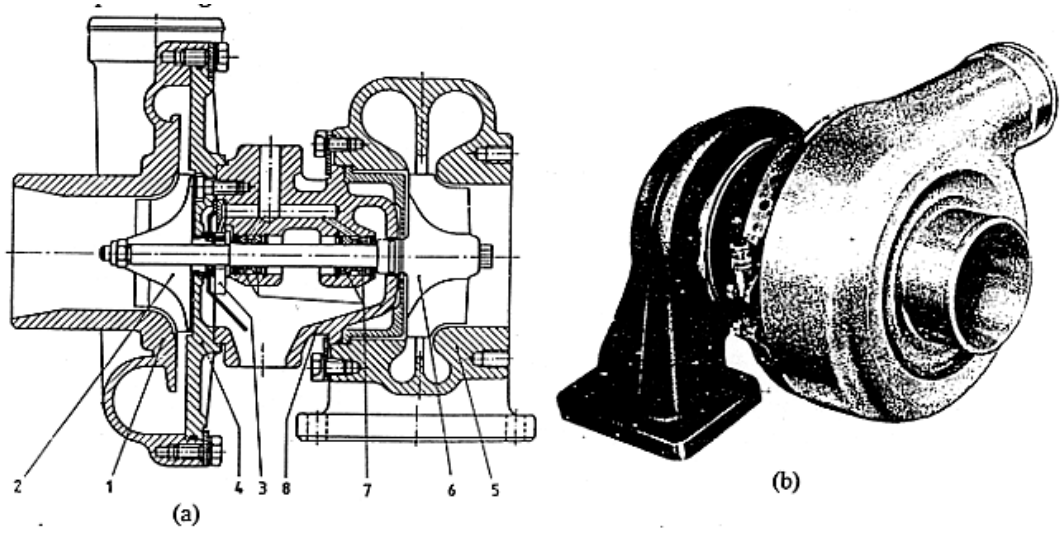


Figura 3.1 Turbocompressor de sobrealimentação

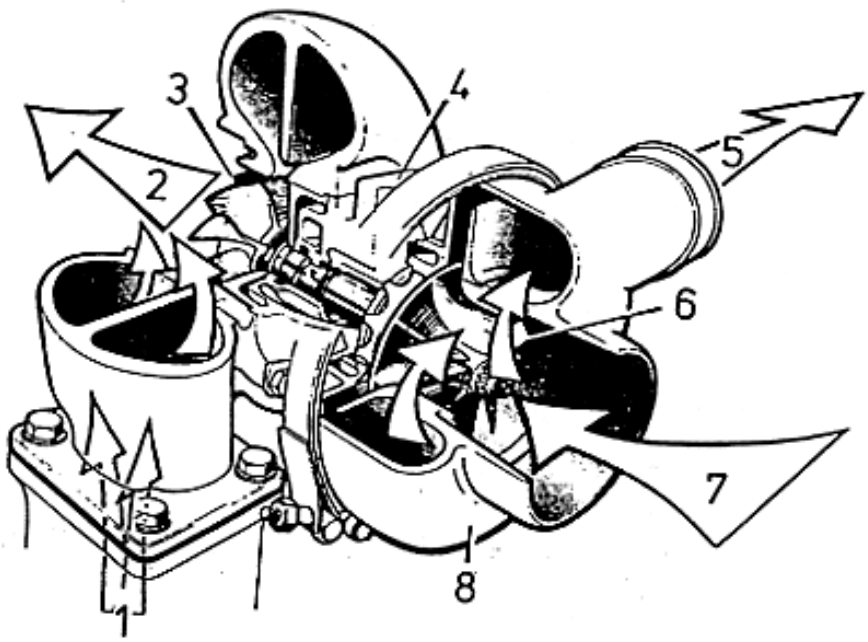


Figura 3.5 Escoamentos num turbocompressor.

Como a figura 3.5 mostrou, alem das rodas, existem órgãos estáticos que são parte integrante dos compressores e turbinas dos turbocompressores, estes são : O difusor que se destina a desacelerar o escoamento á saída da roda do compressor (e/ou da turbina) e assim efectuar a recuperação da pressão dinâmica, e a tubeira se destina a acelerar o escoamento de forma a aumentar a componente tangencial da velocidade á entrada da turbina. Estes órgãos podem ter pás tal como as rodas ou, mais usualmente, são do tipo em voluta (espiral logarítmica) ou anular livre (paredes paralelas). Os difusores sem pás têm, em geral menor eficiência máxima mas melhor desempenho em condições não nominais. E a vantagem adicional de, segundo alguns autores, realizarem difusão supersónica sem a formação de

ondas de choque devido ás condições de momento angular constante (vórtice livre) que proporcionam [16,17]. Um parâmetro que caracteriza as volutas de turbina é a razão entre a área de entrada A e a distância desta ao eixo R (figura 3.6), sendo que para o mesmo conjunto de rodas e chumaceiras os fabricantes frequentemente constróem volutas com diferentes valores do parâmetro A/R, conseguindo assim, mais facilmente, adaptar o grupo a motores com diferentes regimes de funcionamento.

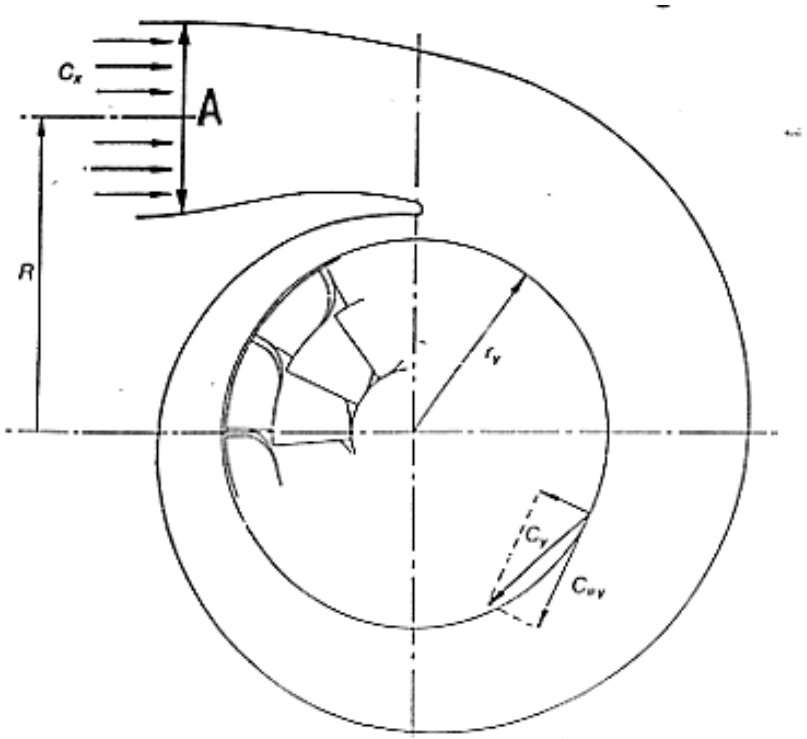


Figura 3.6 Voluta de uma turbina radial.

De facto, como se demonstrará na secção 3.1 a conservação do momento angular do escoamento na tubeira implica que quanto menor a área A e maior a distância R, maior será a velocidade tangencial á entrada da roda e, consequentemente, maior a velocidade de rotação desta. Motores que exigem resposta rápida em aceleração costumam ser sobrealimentados com turbinas com A/R da ordem de 13 mm. Nos motores mais lentos e os valores de A/R são muito maiores, por exemplo o turbocompressor da presente instalação apresenta um valor A/R = 34 mm. Note-se que A/R não é adimensional, razão pela qual no gráfico das curvas características da turbina aparece o valor A/R = 1.34 (também impresso na voluta da turbina), sendo este valor em polegadas.

Sendo os turbocompressores de sobrealimentação o campo de mais vasta aplicação de compressores e turbinas radiais, os fabricantes orientam o seu desenvolvimento tendo em atenção a especificidade deste campo. Por exemplo têm-se procurado formas de reduzir a massa do rotor de maneira a diminuir o momento de inércia deste e, assim, também a resposta transiente dos motores sobrealimentados. Outra ideia é o uso de difusores e tubeiras com pás de geometria variável. Neste caso os ângulos das pás do difusor ou da tubeira são convenientemente ajustados (por controle pneumático) ao regime (muito) variável de

funcionamento do conjunto motor-turbocompressor. Desta forma consegue-se uma grande versatilidade no acoplamento e uma região de funcionamento a alta eficiência muito mais alargada do que na máquina de geometria fixa. Também têm sido objecto de estudo as formas de aumentar a temperatura máxima normalmente admitida ás turbinas de turbocompressores que é actualmente de cerca de 650 ^{0}C [6]. Assim têm sido construídas turbinas radiais para aplicações especializadas, e para turbocompressores muito solicitados (elevadas relações de compressão) em materiais cerâmicos avançados (como barreira térmica ou mesmo como material de base) na rodas, que admitem temperaturas muito superiores àquele valor.

Os turbocompressores de sobrealimentação são máquinas de muito alta velocidade de rotação, atingindo na mais pequenas, acopladas a motores rápidos, 180000 rotações por minuto [4]. Estas velocidades são muito superiores ao máximo admitido por chumaceiras convencionais de rolamentos pelo que estas são normalmente de lubrificação hidrodinâmica. É importantíssimo assegurar a adequada lubrificação das chumaceiras do grupo já que a velocidades de rotação tão elevadas bastam alguns segundos sem abastecimento de óleo para conduzir á gripagem. O óleo de lubrificação do grupo provem usualmente do motor a que está acoplado e tem como função acessória o arrefecimento das chumaceiras (~ 80^{0}C). Deve manter-se sempre nas melhores condições de limpeza, pelo que á saída da bomba de óleo está instalado um filtro que evita a acumulação de impurezas. A pressão recomendada do óleo de lubrificação varia de 1 a 3 bar e o caudal entre 1 e 1.5 litros por minuto [4]. O grupo da presente instalação será lubrificado por uma electrobomba de carretos HZP-C048-XT (motor monofásico de 0.37 kW a 1500r.p.m.) com um débito de 3 litros por minuto e uma pressão máxima de 50 bar.

Um acessório muito comum de grupos turbocompressores é uma válvula de controle da pressão máxima de sobrealimentação como a da figura 3.7a. Esta válvula pode estar montada integralmente na tubeira da turbina (como na figura 3.7b) ou nos colectores de admissão ou exaustão do motor a que o grupo está acoplado. O funcionamento desta válvula é muito simples, sempre que a pressão na conduta onde está montada exceda a força mola, a válvula abre descarregando parte do caudal directamente para a atmosfera ou para a conduta de exaustão. Frequentemente o comando de abertura é feito por uma tomada de pressão do compressor. A presente instalação irá integrar uma válvula do mesmo género (o tipo OR1811 de 2'' em apêndice 9.14), na qual a força da mola é ajustável (manualmente) de forma a proporcionar um grau de liberdade secundário no controle da velocidade de rotação do grupo.

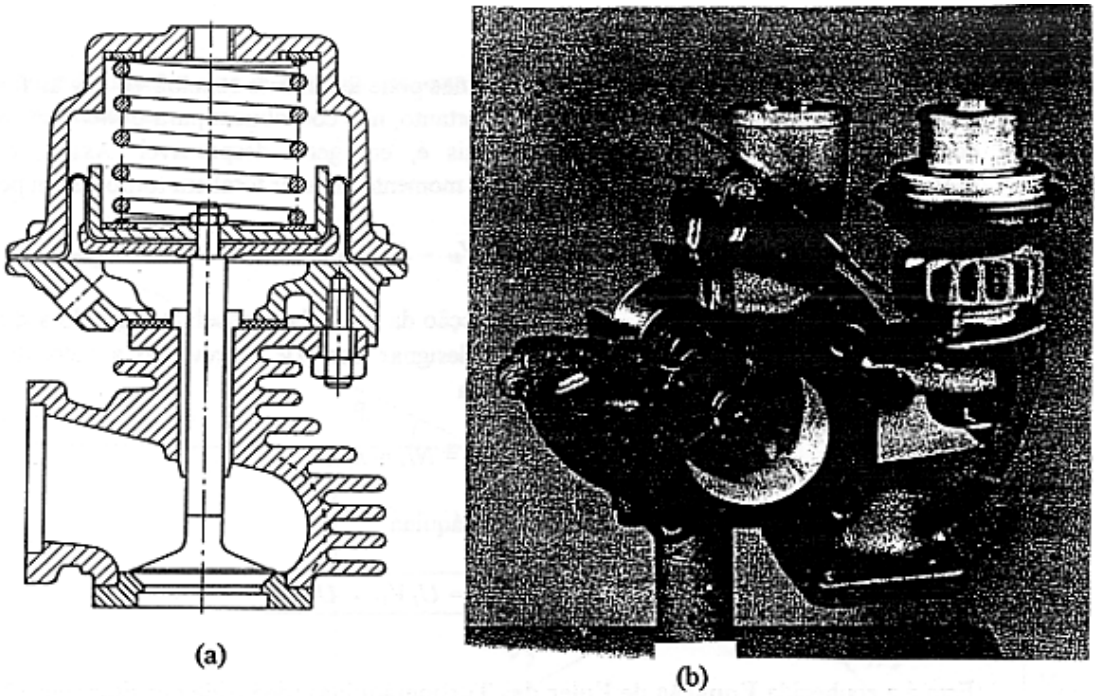


Figura 3.7 Turbocompressor equipado com válvula de controle de pressão.

3.1 Equação de Euler das Turbomáquinas

Considere-se a equação de conservação do momento angular (2.15) para um volume de controle associado a uma turbomáquina. Com o da figura 3.8a.

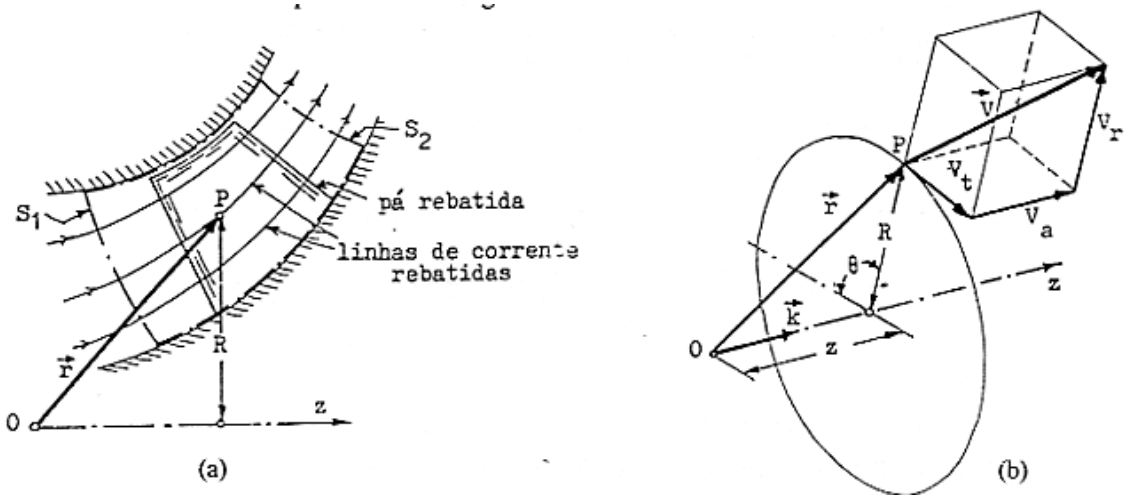


Figura 3.8 (a) Volume de controle associado ao rotor de uma turbomáquina. (b) Esquema vectorial

As superfícies de controle estão colocadas junto ás secções de entrada e saída da roda (S_1 e S_2) e junto ás superfícies da roda e do estator. O momento das forças exercidas *sobre o fluido* M_0 é igual ao momento das forças viscosas e de pressão *sobre* a superfície de controle M_s mais o

momento da força gravitica M_g *sobre* o volume de fluido mais o momento exercido *pelo* fluido sobre a roda.

$$\sum M_0 = -L + \sum M_S + \sum M_g \qquad (3.1)$$

Por considerações de simetria das turbomáquinas pode facilmente concluir-se que as forças de pressão e gravitica são internamente compensadas e, portanto, não contribuem para o momento externo, quanto á contribuição das forças viscosas tangenciais é, em geral desprezável. Assim, em condições de escoamento *estacionário* e *unidimensional*, o momento angular total em torno de um ponto 0 situado no eixo da máquina é

$$L = m\,(R_1 V_{1t} - R_2 V_{2t}) \qquad (3.2)$$

com $R_i V_{it} = r_i \times V_i$, i = 1,2 V_{it} é a projecção da velocidade absoluta segundo a direcção tangencial (i.e. perpendicular a Ω que passaremos a designar por N). Escrevendo a velocidade de transporte $U = |\Omega \times r|$ vem para a potência da máquina

$$P = NL = m\,Er \qquad (3.3)$$

com *Er* o trabalho especifico realizado pela máquina

$$\boxed{Er = U_1 V_{1t} - U_2 V_{2t}} \qquad (3.4)$$

Esta é a conhecida **Equação de Euler das Turbomáquinas** (deduzida por Euler em 1754).

Da equação (2.3), admitindo que a velocidade angular é constante pode escrever-se

$$V = W + U \qquad (3.5)$$

usando a notação W para a velocidade relativa. A figura 3.9 mostra uma representação vectorial desta equação para a entrada e saída da roda de um compressor e de uma turbina radiais. Note-se que, apesar todos os ângulos representados serem inferiores a 90º não é forçoso que assim seja como pode ser verificado no programa TURBO que define os triângulos de velocidade para uma geometria especifica e para diversos regimes de funcionamento da máquina.

Resolvendo os triângulos de velocidade para qualquer roda obtém-se

$$W_1^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2U_1V_{1t} \qquad (3.6)$$
$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2U_2V_{2t} \qquad (3.7)$$

Substituindo em (3.4) pode escrever-se a Equação de Euler da seguinte forma

$$\boxed{Er = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}} \qquad (3.8)$$

Por outro lado considerações termodinâmicas permitem escrever

$$Er = h_{01} - h_{02} \tag{3.9}$$

Combinando (3.8) e (3.9) obtém-se

$$h_{02r} - h_{01r} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \tag{3.10}$$

com h_{o1r} e h_{o2r} as *entalpias de estagnação relativas*

$$h_{0ir} = h_i + W_i^2 / 2 \quad ; \quad i = 1,2 \tag{3.11}$$

Este resultado mostra que a entalpia de estagnação relativa em turbomáquinas axiais ($U_2 = U_1$) mantêm-se constante.

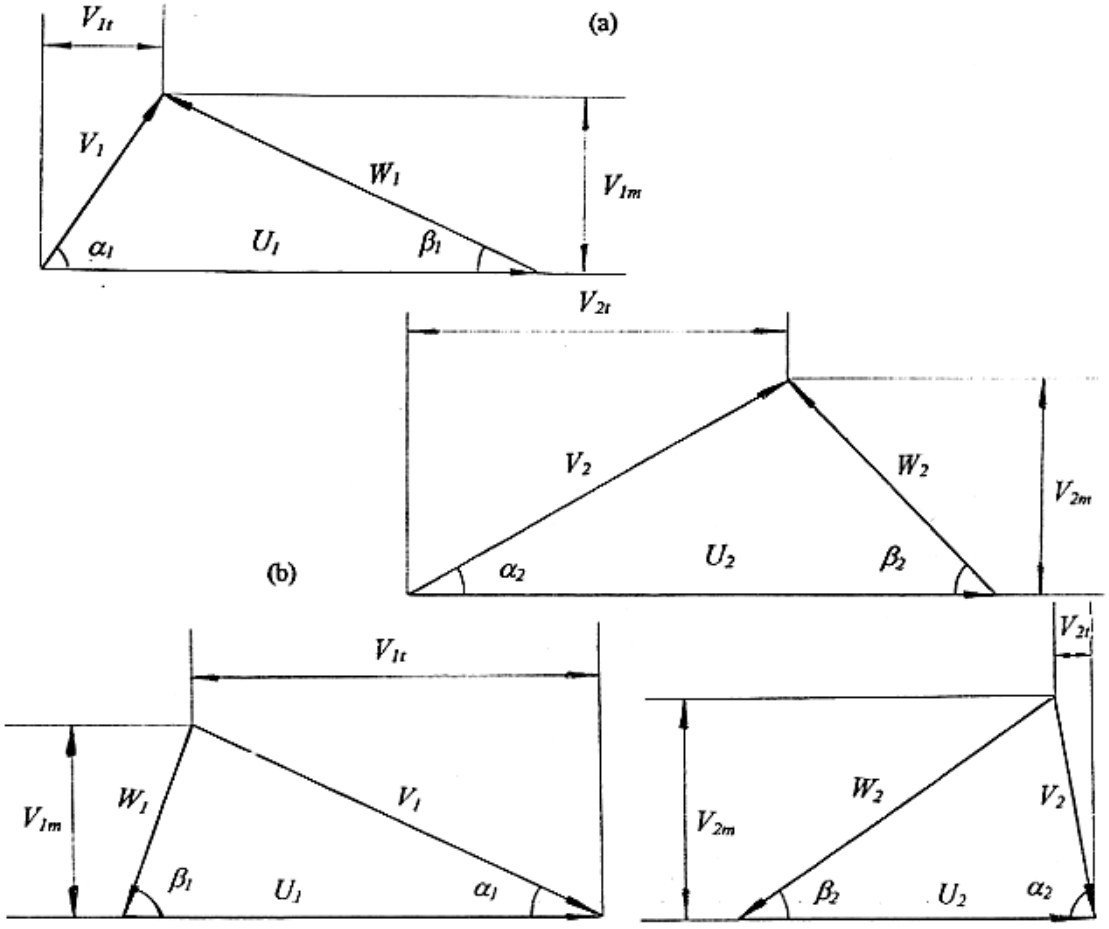


Figura 3.9 Triângulos de velocidade para a roda de (a) um compressor e (b) uma turbina radiais

Aplicando (3.2) a um tubo de corrente (em escoamento invíscido e permanente) onde não há trocas de trabalho como um difusor ou tubeira ($L = 0$) obtém-se

$$R_1 V_{1t} = R_2 V_{2t} \qquad (3.12)$$

resultado conhecido como *lei do vórtice livre*, e que não é mais do que uma expressão do principio de conservação do momento angular do fluido. Na verdade os efeitos viscosos vêm alterar esta simples relação causando um decréscimo mais rápido da velocidade com o raio. Uma forma pouco expedita de tratar o problema consiste em introduzir um factor de correcção S < 1 tal que

$$S R_1 V_{1t} = R_2 V_{2t} \qquad (3.13)$$

Uma análise mais fundamental, baseada num volume de controle associado ao difusor ou tubeira, [24,38] resultam em expressões do tipo

$$\frac{1}{R_1 V_{1t}} - \frac{1}{R_2 V_{2t}} = \pm \frac{2\pi C_f \rho_{12}}{m}\left(R_1 - R_2\right) \qquad (3.14)$$

C_f é o coeficiente de fricção do difusor ou tubeira
ρ_{12} é um valor da densidade na secção onde é calculada (1 ou 2)

O sinal + aplica-se quando o escoamento se afasta do eixo (sentido 1 $\rightarrow$ 2) ou seja a compressores.
O sinal – aplica-se a escoamentos que se aproximam do eixo (sentido 2 $\rightarrow$ 1) ou seja a turbinas.

A aplicação destes resultados a um difusor ou tubeira permite obter o angulo do escoamento absoluto na secção pretendida

$$tg\alpha = \frac{V_m}{V_t} \qquad (3.15)$$

3.2 Factor de Escorregamento

A equação de Euler escrita na forma (3.4) é muito conveniente, mas infelizmente só é estritamente valida para escoamentos unidimensionais, ora o escoamento em turbomáquinas, em particular á saída das rodas radiais está longe de ser unidimensional, todavia devido á dificuldade de modelar o escoamento continua a usar-se (3.4) tendo o cuidado de introduzir um factor correctivo para dar conta do inferior trabalho realizado por máquinas reais. Este factor correctivo designa-se, por factor de redução do trabalho, ou mais frequentemente e razões que tornar-se-ão claras adiante por *factor de escorregamento* (do inglês *slip factor*).

A teoria unidimensional assume que o escoamento é perfeitamente guiado pelas pás da roda ou, equivalentemente que a roda tem um número infinito de pás. Se tal fosse possível os ângulos do escoamento á entrada e saída da roda seriam exactamente os ângulos das pás da roda.

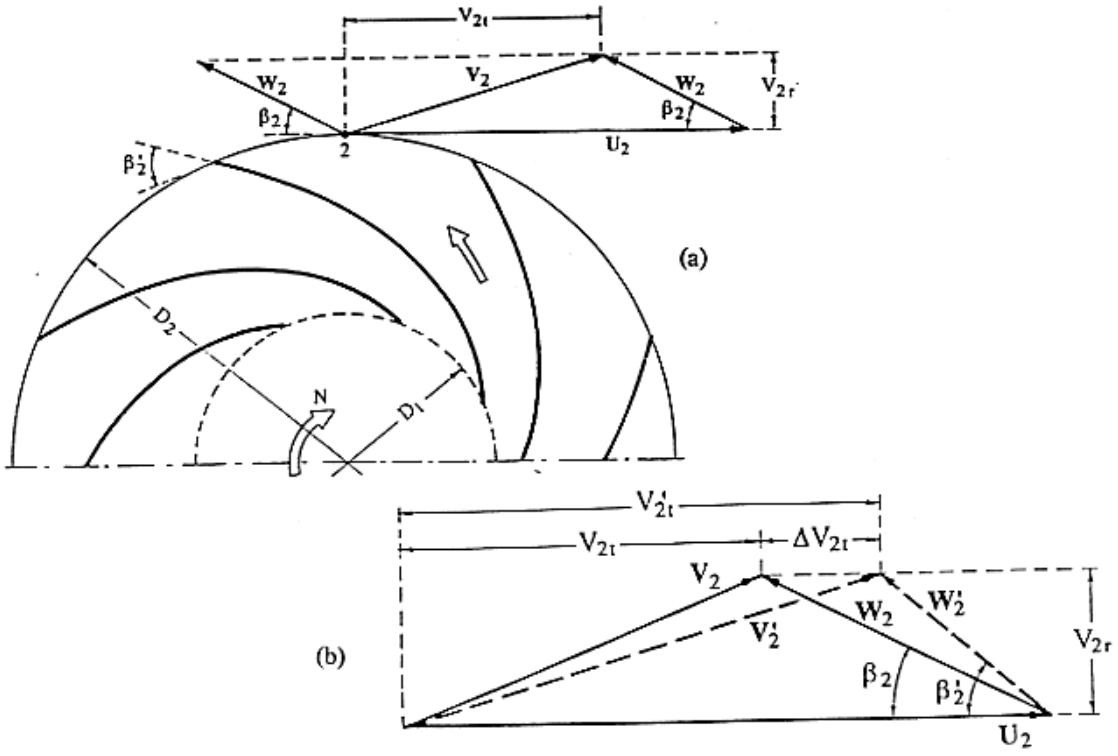


Figura 3.10 Escorregamento na roda de um compressor

A realidade porém é que, conforme pode observar-se na figura 3.10a, o fluido não segue o angulo β_2' estabelecido pela pá mas tende a sair com um angulo inferior a este, diminuindo assim a componente tangencial da velocidade absoluta de V'_{2t} para V_{2t} (figura 3.10b) e portanto o trabalho realizado na roda será menor. Como irá demonstrar-se este efeito, que é característico de máquinas radiais, existiria mesmo que e o fluido fosse perfeito (invíscido).

O desvio do escoamento na periferia das rodas diminui com o caudal e aumenta, obviamente, com a diminuição do numero pás da roda. A escolha do numero ideal de pás tem em consideração o facto de que se este fôr muito elevado as perdas devidas á blocagem e ao atrito sobrepõem-se ás perdas devido ao desvio. O factor de escorregamento depende também do tipo de difusor (tubeira) instalado (principalmente se este tem ou não pás), devido á interacção entre a roda e difusor (tubeira). O desvio á entrada da roda é usualmente desprezável. A definição de factor de escorregamento varia com os diversos autores, uma das possibilidades é

$$\sigma = \frac{V_{2t}}{V'_{2t}} \tag{3.16}$$

Este factor é aplicável tanto a compressores como a turbinas [24,27] embora neste ultimo caso o efeito seja menos referido na literatura (tal como o tópico de turbinas radiais em geral).

Têm-se desenvolvido métodos tridimensionais validos em geral para qualquer tipo de roda que prevêem o campo de velocidades nos canais e assim permitem obter factores de escorregamento que são funções do ponto na roda. Todavia tais modelos não dão ainda resultados suficientemente fiáveis para escoamentos em rodas com pás de perfil arbitrário. Os

métodos clássicos de análise são bidimensionais e referem-se a escoamentos potenciais invíscidos (irrotacionais) na roda. O mais conhecido destes deve-se a Busemann (1929) que é uma solução exacta mas exige um tratamento matemático bastante extenso, sendo aplicável a rodas com pás de espessura infinitesimal e perfil em espiral logarítmica. Esta restrição todavia não é muito significativa, pelo que o seu uso generalizou-se com bons resultados a outros perfis.

Uma das primeira e mais simples expressões para o factor de escorregamento deve-se a Stodola [15]. Parte de um principio da mecânica de fluidos conhecido como o Teorema de Kelvin segundo o qual para condições invíscidas e sem transferencia de calor, o escoamento absoluto (mesmo não permanente) ao longo de uma linha de corrente proveniente de uma região em que $\nabla \times \mathbf{V} = 0$ permanecerá irrotacional em qualquer ponto subsequente. Note-se que o escoamento relativo nunca é irrotacional, mesmo que o escoamento absoluto o seja [8]. Assim em cada canal formado por duas pás adjacentes de uma turbomáquina deverá formar-se um vórtice como o da figura 3.11a com velocidade angular ω igual e oposta á velocidade da roda.

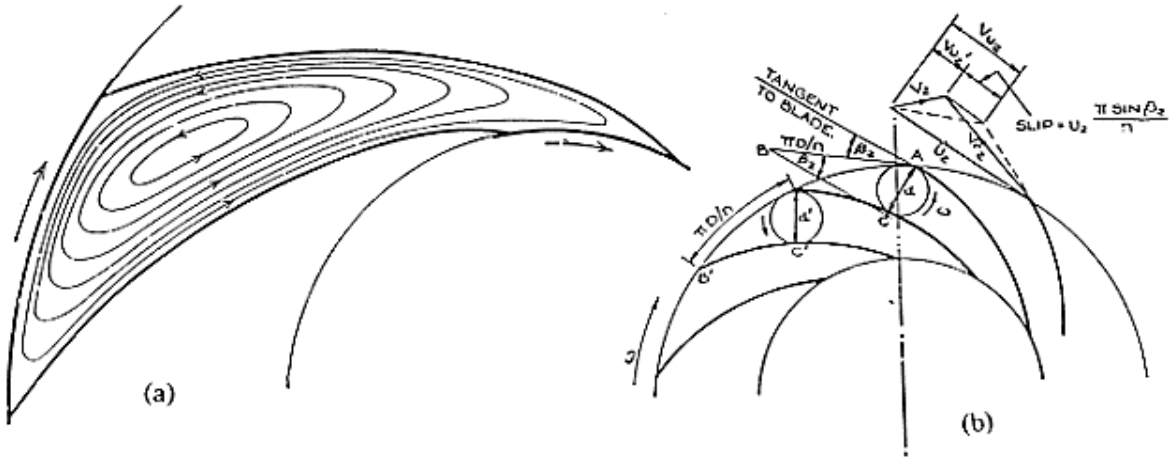


Figura 3.11 (a) Vórtice no canal entre as pás de um rotor (b) Factor de escorregamento de Stodola.

Admitindo que o diâmetro deste vórtice é igual ao diâmetro de saída *d* de um canal da roda (figura 3.11b), a velocidade linear relativa deste vórtice é $\omega\, d / 2 = U_2\, d / D$ (visto que $\omega = 2U_2 / D$). Considerando que o triângulo curvilíneo A`B`C` da figura pode ser linearizado para ABC então $d = \pi D \sin\beta_2 / n$ (*n* é o numero de pás da roda) de onde vem para a velocidade relativa do vórtice $\pi U_2 D \sin\beta_2 / n$. O factor de escorregamento escreve-se então

$$\sigma = \frac{V_{u'2}}{V_{u2}} = \frac{V_{u2} - U_2 \dfrac{\pi \sin\beta_2}{n}}{V_{u2}} = 1 - \frac{\pi \sin\beta_2}{n\left(1 - \dfrac{V_{m2}}{U_2}\cot g\beta_2\right)} \qquad (3.17)$$

Ou seja , na notação que temos vindo a usar (Z_2 é o número de pás na periferia da roda)

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2'}{Z_2 \left(1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cot g \beta_2'\right)} \qquad (3.18)$$

Variantes desta expressão são as de Eckert

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2'}{2 Z_2 \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right)\left(1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cot g \beta_2'\right)} \qquad (3.19)$$

(D_1/D_2 é a razão dos diâmetros roda) e Stanitz

$$\sigma = 1 - \frac{1.98}{Z_2 \left(1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cot g \beta_2'\right)} \qquad (\text{para } \beta'_2 > 45^0) \qquad (3.20)$$

Após a análise de resultados provenientes de 31 bombas ($8.8 < \beta'_2 < 88$; $2 < Z_2 < 16$) e 45 compressores ($20 < \beta'_2 < 90$; $4 < Z_2 < 44$) diferentes, Wiesner [36] concluiu que o factor de escorregamento proposto por Busemann é ainda o mais eficaz na previsão dos resultados experimentais e propôs a seguinte expressão empírica que aproxima a de Busemann

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2'}}{Z_2^{0.7} \left(1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cot g \beta_2'\right)} \qquad \text{para} \qquad \frac{D_2}{D_1} \geq A \qquad (3.21a)$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2'}}{Z_2^{0.7} \left(1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cot g \beta_2'\right)} \left[1 - \left(\frac{\frac{D_1}{D_2} - \frac{1}{A}}{1 - \frac{1}{A}}\right)^3\right] \qquad \text{para} \qquad \frac{D_2}{D_1} < A \qquad (3.21b)$$

$A = \exp (8.16\, Z_2^{-1} \sin \beta'_2)$

A tabela 2 elaborada a partir de resultados obtidos do programa TURBO para o turbocompressor TEO679 num regime de aproximadamente 77500 rpm (~0.3 kgs $^{-1}$) mostra como os factores de escorregamento e os ângulos de desvio variam muito pouco com as diferentes correlações.

σ	Stanitz	Stodola	Eckert	Wiesner
σ compressor	0.868	0.791	0.786	0.850
σ turbina	0.820	0.714	0.619	0.818
$\Delta\beta$ compressor	14.02	21.81	21.48	16.04
$\Delta\beta$ turbina	25.01	30.62	32.33	26.24

Tabela 2. Factores de escorregamento para o turbocompressor TEO679 com N = 77500 r.p.m.

Refira-se para terminar que a análise clássica de escoamento potencial no rotor é apenas uma aproximação e, de acordo com Dean [veja-se discussão em 36], nem sempre muito boa. De facto estudos efectuados com anemómetros laser por Eckardt [citado em 24] evidenciaram com bastante detalhe os padrões do escoamento nos canais formados pelas pás de uma roda e, ao contrario do que as análises invíscidas prevêem, mostram que a velocidade relativa do escoamento é maior junto á face de pressão (PS) do que na face de sucção (SS), sendo que nalguns casos a diferença de velocidades entre as duas faces pode ser da ordem de 20%. Na figura 3.12 $C_m \equiv V_m$, *b* é a largura axial da roda á saída e *t* a distancia entre pás na mesma secção.

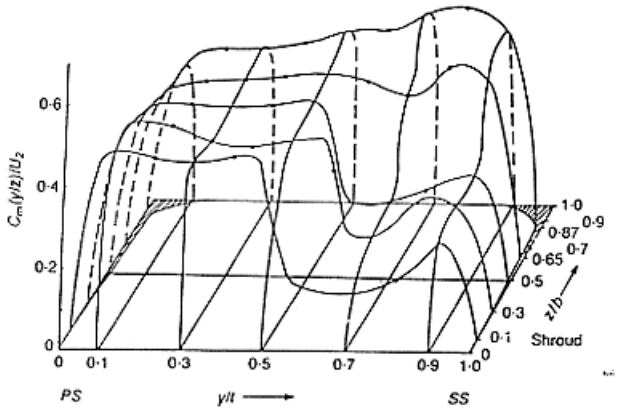


Figura 3.12 Distribuição de velocidades á saida do rotor.

Um modelo quasi-unidimensional para este fenómeno consiste em considerar o escoamento á saída do canal formado pelas pás dividido em duas zonas de velocidade uniforme mas distinta - Modelo de Jacto e Esteira (*Jet & Wake*).

3.3 Difusão e Estabilidade em Compressores

Os escoamentos em turbomáquinas, e em particular em compressores radiais são extremamente complexos visto serem fortemente tridimensionais, não estacionários, viscosos e compressíveis. A sua análise e modelação (por técnicas de análise numérica) forçosamente exige a introdução de várias simplificações, aproximações e empirismo. Repare-se (figura 3.13) que nas bombas e compressores radiais as linhas de corrente são deformadas pelo efeito de sucção não uniforme na face de entrada da roda, ao entrarem na roda são submetidas primeiro

a uma deflexão de praticamente 90^0 devido ao perfil da roda e depois a uma segunda deflexão de angulo variável devida ao perfil das pás. A curvatura no plano meridional gera um escoamento secundário que tende a mover o fluido da roda para o estator, a curvatura das pás gera outro escoamento secundário da face de pressão para a face de sucção.

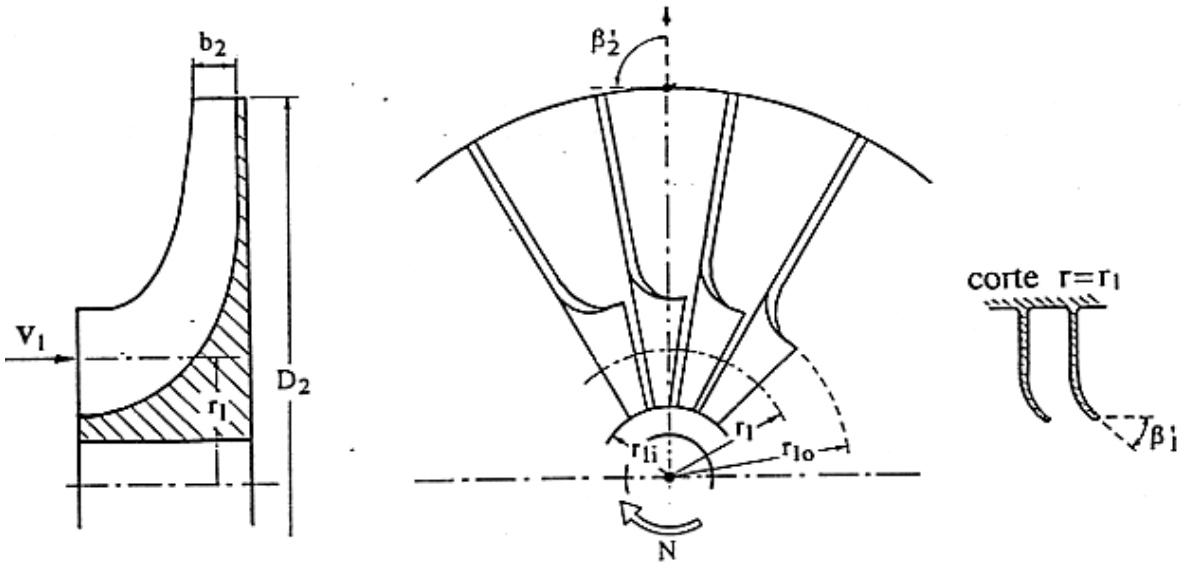


Figura 3.13 Geometria da roda de um compressor radial.

Nas rodas abertas existem também escoamentos de fuga por cima do topo da pá, da face de pressão para face de sucção devido ás folgas existentes. A dupla curvatura das linhas de corrente combinada com o movimento de rotação da roda e os escoamentos secundários (veja-se figura 3.14) ao longo dos canais conjugam-se para facilitar a separação das camadas limites e gerar um padrão de escoamento altamente não uniforme á saída da roda. Alguns autores admitem mesmo a impossibilidade de um escoamento completamente isento de separação em compressores radiais, o que todavia não impede realização de máquinas com eficiências politrópicas tão elevadas como 95%.

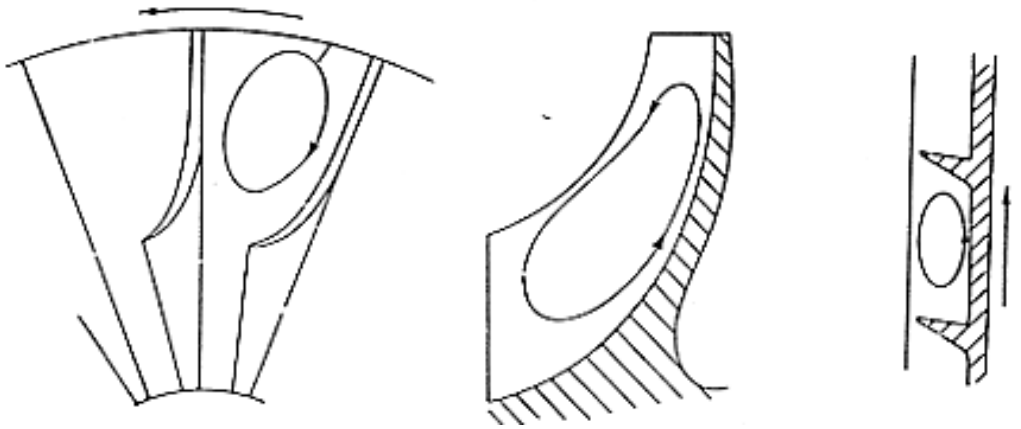


Figura 3.14 Escoamentos secundários no rotor de um compressor radial.

O conceito de camada limite é um dos mais importantes em mecânica de fluidos, ele foi sugerido em 1904 por Ludwig Prandtl e consiste em considerar que, no caso de fluidos de baixa viscosidade (agua, ar etc.), o escoamento na interface com superfícies sólidas estratifica-se numa fina camada viscosa aderente á superfície seguida de camadas em que o escoamento pode considerar-se praticamente invíscido e ao qual podem-se aplicar as equações de Euler e Bernoulli. O fluido em contacto com a superfície é obrigado a parar devido ás elevadas tensões de corte na superfície. Esta força de atrito é transmitida a todo o fluido devido a forças viscosas no seu interior originando um gradiente de velocidade perpendicular á direcção do escoamento.

A realização de uma difusão eficiente é um problema central em turbomáquinas e em mecânica de fluidos, em geral. Este é, como se indicou anteriormente, o problema de desacelerar reversivelmente um escoamento de forma a recuperar a pressão dinâmica ($\rho V^2/2$) deste. A sua dificuldade advém do facto de o processo estar intrinsecamente ligado ao comportamento complexo e de difícil previsão das camadas limites junto ás superfícies que delimitam o escoamento.

O processo de aceleração do escoamento, por exemplo numa tubeira pode realizar-se eficientemente sem grandes problemas devido ao gradiente de pressão é favorável. Todavia nas rodas e difusores dos compressores (figura 3.15) está a forçar-se o escoamento de uma pressão menor para uma maior ou seja, segundo um gradiente de pressão adverso.

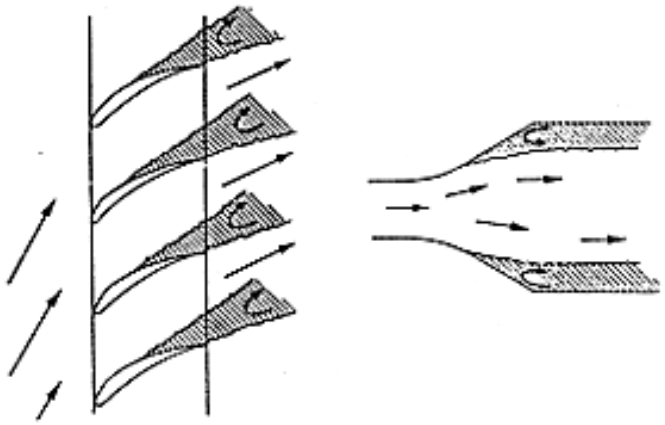


Figura 3.15 Separação nas rodas e difusores de compressores.

O resultado é o crescimento da espessura das camadas limites (o que reduz a área efectiva de passagem para o escoamento não perturbado - *blocagem*) e a sua desaceleração até pararem seguida de separação (*stall*) das superfícies de guiamento e formação se vórtices nos quais o escoamento inverte a sua direcção gerando turbulência e dissipação irreversível de energia (figura 3.16). Isto tem inevitavelmente como consequência a degradação da eficiência do processo.

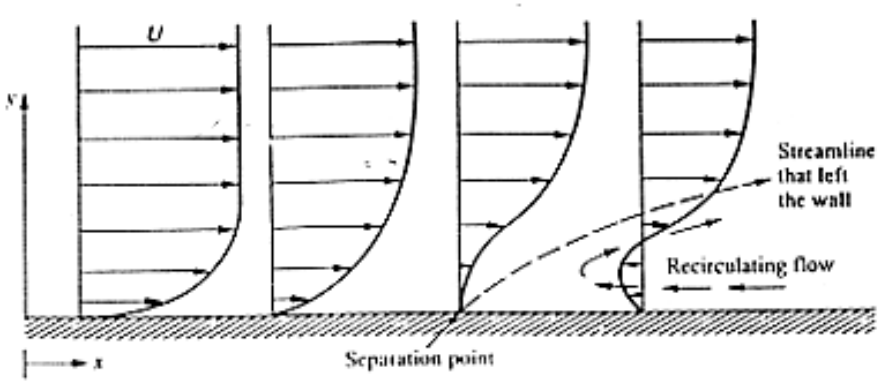


Figura 3.16 Separação da camada limite.

É esta instabilidade das camadas limites nos compressores que é responsável pelas pequenas deflexões que são possíveis no escoamento. A figura 3.17 mostra varias possibilidades de perfil de pás, onde são evidentes tais deflexões.

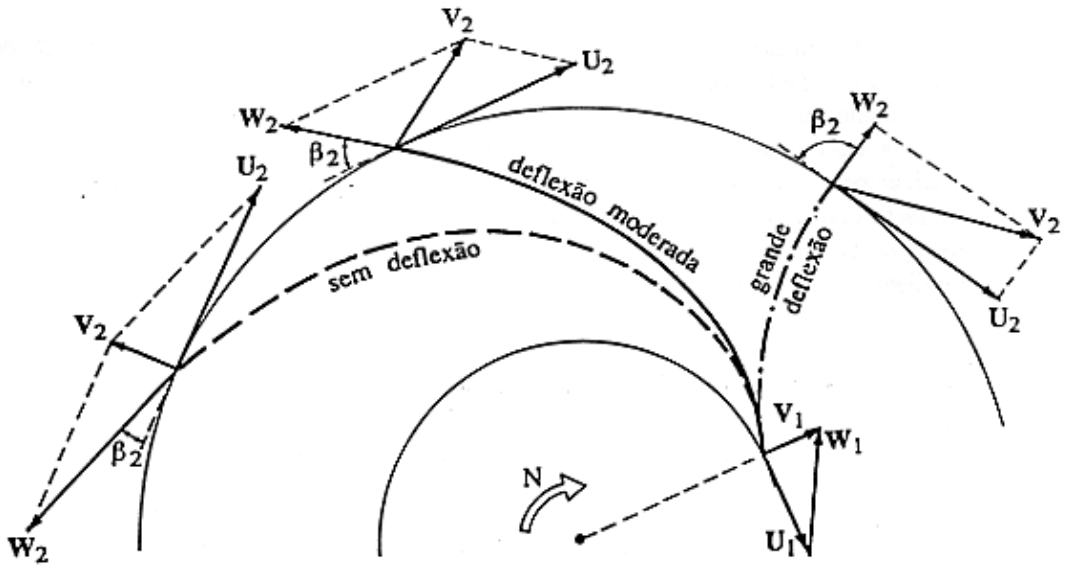


Figura 3.17 Deflexão do escoamento pelas pás do rotor de uma máquina radial.

Os rotores em que as deflexões são maiores (i.e. maiores valores de β_2) devem ter maior numero de pás para evitar excessiva carga aerodinâmica sobre cada pá (traduzida pela diferença de pressões entre as duas faces da pá), e desse modo reduzir as perdas por separação, (embora isto acarrete maiores perdas por atrito). Pequenas deflexões por sua vez significam menor trabalho especifico realizado pelos andares de compressores. Por esta razão é que num motor de turbina a gás axial um compressor com dez andares pode ser accionado por apenas dois andares de turbina. A figura 3.18a mostra três tipos de rodas de compressores, no caso (a) com pás de curvatura para a frente, em (a) radiais e em (c) inclinadas para trás, juntamente com os respectivos triângulos de velocidade (note-se que os ângulos representados são medidos em relação á direcção axial e não á direcção tangencial como temos vindo a fazer). Em 3.18b representam-se as características dos diferentes tipos, o parâmetro em

ordenadas é um coeficiente adimensional de energia ($\Pi_M = U_2 / a_{01}$; $a_{01} = (\gamma R T_{01})^{1/2}$) e em abcissas uma grandeza adimensional proporcional ao caudal.

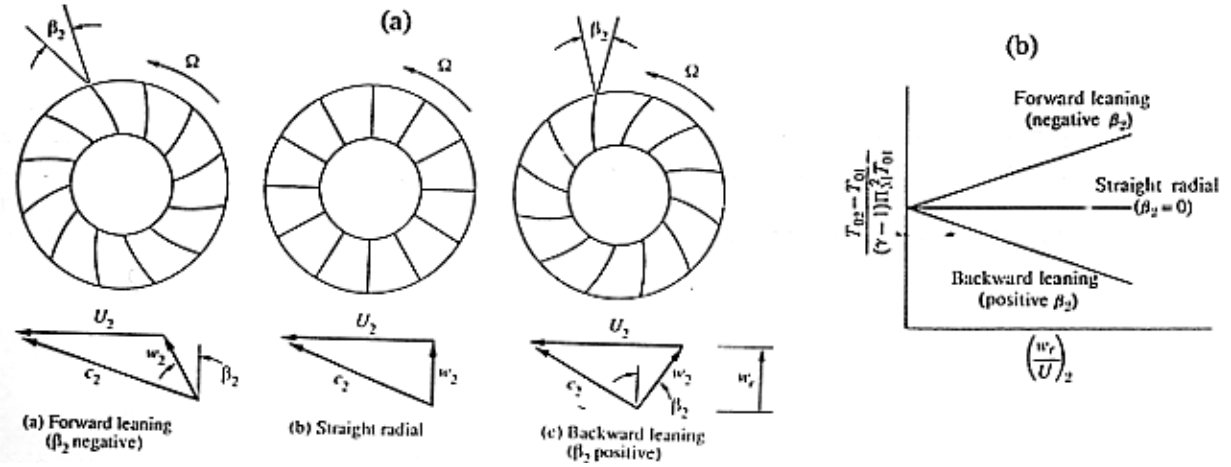


Figura 3.18 (a) Perfil das pás e formas dos triângulos de velocidade do rotor de uma máquina radial
(b) Caracteristicas dos vários tipos de rotores.

A separação é um fenómeno exibe um efeito de histerése i.e. uma vez iniciado persiste mesmo depois da velocidade ser consideravelmente reduzida, o que, no caso de compressores axiais incorrectamente desenhados pode ser levado ao extremo de ter que se parar completamente a máquina [15]. No caso de compressores radiais o efeito é muito mais atenuado. O regime operacional entre o limite de estabilidade e o limite de bloqueamento é muito mais largo em compressores radiais do que em axiais.

A separação é usualmente localizada podendo, por razões ainda não claramente entendidas, ocorrer em apenas uma andar da máquina ou mesmo em algumas pás de um andar por exemplo junto ao cubo ou ao estator em séries uniformemente espaçadas. Desde que o numero de pás (andares) nesta situação não seja excessivo, o compressor pode ainda assim ter um desempenho estável e de razoável rendimento. Um fenómeno curioso é a separação rotativa (*rotating stall*) em que a separação numas pás se um andar induz a separação nas pás adjacentes do mesmo andar, desta forma propagando o fenómeno segundo a direcção de rotação da roda por toda a área anular do andar. A frequência de rotação do fenómeno é uma fracção da frequência de rotação da máquina (usualmente metade). Para além da diminuição da eficiência da máquina este fenómeno, que solicita aerodinâmicamente e de forma alternada as pás pode entrar em ressonância com os modos próprios de vibração daquelas o que origina a sua rápida destruição.

A separação no compressor é normalmente iniciada por condições de funcionamento anormais que forçam ângulos de incidência muito grandes (em valor absoluto). Estes por sua vez podem dar origem a velocidades localmente supersónicas na face de sucção e choque na face de pressão cuja interacção com as camadas limites origina separação. A separação ocorre na face de pressão ou na face de sucção conforme a orientação do escoamento do escoamento á entrada como mostra a figura 3.19

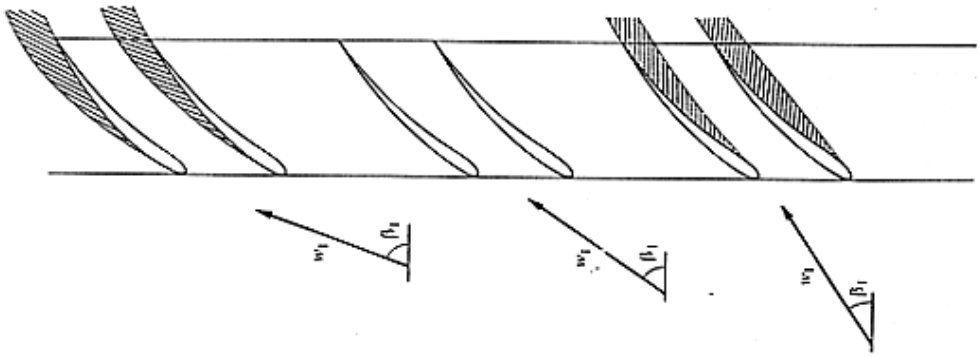


Figura 3.19 Separação nas faces de pressão e sucção.

Um outro fenómeno interessante que justifica a forma das curvas características (que serão referidas na secção seguinte) em apêndice (9.2) é o surgimento de instabilidade (do inglês *surge*) no funcionamento dos compressores. A instabilidade *não é* uma característica do compressor mas sim da instalação de que este faz parte. Surge como resultado do compressor não ter potência suficiente para vencer a resistência que o escoamento encontra na descarga. Normalmente ocorre quando á saída a densidade é tão baixa (repare-se nas curvas características que a linha de instabilidade é um limite para *baixos* caudais) e a separação é tão severa que a secção de saída encontra-se bloqueada actuando como uma válvula de constrição. Trata-se de um fenómeno de ressonância com o volume a jusante do compressor - por exemplo uma câmara de combustão que actua como um reservatório de energia e que pode modelar-se como um ressoador de Helmholtz no qual o fluido, devido á sua compressibilidade exibe um comportamento elástico podendo entrar em oscilação. A inércia do fluido nas condutas tem como resultado um movimento periódico (usualmente de baixa frequência) do fluido na direcção do compressor e numa direcção contraria a esta. Esta pulsação aerodinâmica pode ser amplificada de tal forma nas cavidades ocas, por exemplo de uma turbina a gás, que poderá destruir o motor em pouco tempo.

3.4 Análise Dimensional

A análise dimensional é uma ferramenta muito útil em mecânica de fluidos e, em particular, no estudo de turbomáquinas, permitindo avaliar mais facilmente o desempenho de uma máquina para condições de operação muito variadas e extrapolar os resultados para qualquer maquina geometricamente semelhante e a funcionar em condições cinemáticas e dinâmicas também semelhantes. A sua importância é reforçada pelo grande numero de parâmetros independentes que influenciam o comportamento da máquina. A tarefa de medir o efeito de cada um independentemente dos outros em todas as condições de serviço, e representa-lo graficamente seria gigantesca, de forma que é usual reuni-los numa relação funcional do tipo

$$f\,(\,D\,,\,N\,,\,m\,,\,p_{01}\,,\,p_{02}\,,\,T_{01}\,,\,T_{02}\,,\,R\,,\,\gamma\,,\,\mu\,)\,=\,0 \qquad (3.22)$$

D é uma dimensão linear característica da máquina, usualmente escolhida como o diâmetro máximo da roda e *N* a velocidade angular da máquina. Os índices 1 e 2 referem-se respectivamente ás condições á entrada e saída da máquina.

De acordo com o Teorema de Pi de Bukingham, num sistema de *n* variáveis independentes e *j* dimensões fundamentais podem encontrar-se $k = n - j$ grupos adimensionais. Considerando que temos dez variáveis e quatro unidades fundamentais (massa, comprimento, tempo e temperatura) podem formar-se seis grupos adimensionais independentes. Utilizando as técnicas correntes para construção de grupos adimensionais pode obter-se

$$f\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, \frac{T_{02}}{T_{01}}, \frac{m\sqrt{RT_{01}}}{p_{01}D^2}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}, \frac{m}{D\mu}, \gamma\right) = 0 \qquad (3.23)$$

Note-se que qualquer potência ou produto destes grupos ainda será adimensional, todavia escritos nesta forma são particularmente representativos. No entanto a função (3.23) tem ainda muitas variáveis e pode ser adicionalmente simplificada se se fizerem algumas hipóteses sobre o sistema. Por exemplo se apenas quisermos comparar o desempenho da mesma máquina em diferentes condições de operação (como é o caso num banco de ensaios), como o fluido de trabalho sempre é o mesmo, e a dimensão característica também, as variáveis *D* , γ e *R* podem ser omitidas. Por outro lado se o número de Reynolds fôr essencialmente constante no sistema (é o caso das turbomáquinas), então o grupo $m/(D\,\mu)$ que é uma forma menos usual de escrever o numero de Reynolds, pode desprezar-se.

Po outro lado o rendimento de uma turbomáquina pode exprimir-se em função da razão de temperaturas de estagnação pelo que pode substituir-se T_{02} / T_{01} por η. É também usual exprimir as pressões e temperaturas relativamente a um valor standard (normalmente pressão e temperatura atmosféricas).

Tendo em conta todas as considerações anteriores a função (3.23) pode escrever-se

$$f\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{m\sqrt{T_{01}/T_{01st}}}{(p_{01}/p_{01st})}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}/T_{01st}}}\right) = 0 \qquad (3.24)$$

Note-se que os grupos assim obtidos têm uma aplicabilidade muito mais restrita visto que já não são adimensionais.

Podem observar-se em apêndice (9.2) representações gráficas desta função na forma das curvas características do turbocompressor da presente instalação. Neste caso foram tomadas como condições de referência para o compressor (28.4"Hg , 545^0R) ou seja (96173 Pa , 303 K) e para a turbina (29.92"Hg , 519^0R) ou seja (101320 Pa , 288 K). O valor anormalmente baixo da pressão tomada como referência para o compressor deve-se provavelmente ao facto de ter sido medida á entrada da roda onde se gera uma depressão devido ao efeito de forte aspiração da roda. Repare-se também no facto de que as curvas para a turbina aplicam-se apenas para um regime tal que a razão da temperatura de entrada na turbina pela temperatura de entrada no compressor é $T_{01T}/T_{01C} = 3.1$, ou seja se $T_{01C} = 25\ ºC$ vem $T_{01T} \approx 650\ ºC$)

É usual designar a linha que une os pontos de máxima eficiência entre os vários regimes de rotação como a *linha de operação* da turbomáquina.

As curvas características do compressor e da turbina mostram a tendência para o caudal manter-se constante com a relação de pressões para elevados regimes de rotação, o que se deve ao bloqueamento do escoamento nestes órgãos. Uma outra característica notável no gráfico do compressor, que é comum a qualquer turbocompressor, axial ou radial, é a

existência de uma linha limite de estabilidade de funcionamento, que para cada regime de rotação determina o mínimo caudal para funcionamento estável. A máquina deverá portanto funcionar numa banda limitada á esquerda (no gráfico) pelo limite de estabilidade e, á direita pelo limite de bloqueamento. O problema, em particular com máquinas de vários andares é que , conforme pode observar-se, esta banda fica mais estreita á medida que o regime de funcionamento se eleva.

O efeito do numero de Reynolds, que foi desprezado em (3.24), no rendimento das turbomáquinas é dado pelo por alguns autores [24] na forma da equação (3.25) que está representada na figura 3.20.

$$\eta = 1 - Re^{-0.16} \qquad (3.25)$$

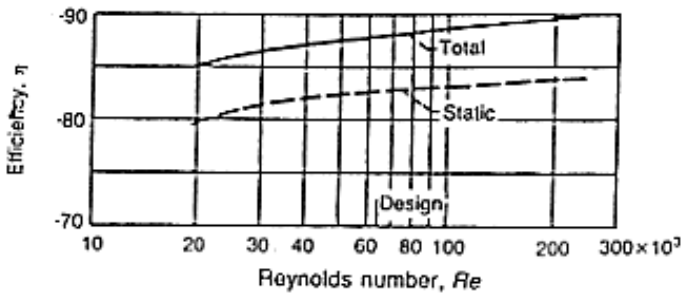


Figura 3.20 Dependência das eficiências com o número de Reynolds.

O rendimento depende também do tipo e tamanho da máquina (e portanto também com a característica geométrica D), sendo que as máquinas pequenas são fortemente penalizadas pela existência de folgas relativas ao diâmetro da roda muito mais importantes do que em máquinas grandes.

4. Transferência de Calor

A transferência de energia sob a forma de calor entre os corpos pode ocorrer por três processos: Condução, Convecção e Radiação. Nos sólidos a condução térmica ocorre por transferência de energia vibracional entre os seus átomos (ou moléculas) e, nos bons condutores, principalmente por translação de electrões livres na rede cristalina que permite a rápida distribuição de energia por todo o volume do material. Nos fluidos todavia, além dos graus de liberdade internos (vibracionais) as partículas movimentam-se por difusão molecular aleatória e por translação macroscópica do fluido. O movimento do fluido como um todo pode dever-se a variações de densidade no seu volume (que por sua vez resultam de gradientes de temperatura) - *convecção natural* ; ou ser induzido por gradientes de pressão impostos ao volume de fluido - *convecção forçada*. Os dois mecanismos podem coexistir num processo real. A transferencia de energia sob a forma de radiação não exige um suporte material (de facto é mais eficiente no vácuo) e é mediada por ondas electromagnéticas emitidas e absorvidas por todos corpos a temperaturas superiores ao zero absoluto. Os materiais podem parcialmente transmitir ou reflectir as ondas electromagnéticas neles incidentes. Só se manifesta como uma variação da temperatura do material a energia radiante por este absorvida. Frequentemente os processos de transferencia térmica ocorrem simultaneamente por condução, convecção e radiação, o que torna particularmente difícil a análise de problemas realistas.

4.1 Coeficiente Global de Transferencia Térmica

O fluxo térmico por condução através da superfície de área *A* é descrito pela *Lei de Fourier*

$$Q = - kA \nabla T \tag{4.1}$$

com ∇T o gradiente de temperatura e *k* a condutividade térmica do material. Considerando o caso *unidimensional* com uma distribuição de temperatura linear na direcção normal á superfície (índice *w*) de espessura x_w , a taxa de transferência de energia (*W*) por condução é

$$q = \frac{k_w}{x_w} A \Delta T \tag{4.2}$$

A transferencia convectiva de energia de um fluido á temperatura *T* para uma superfície á temperatura T_w é descrita pela *Lei de Newton*

$$q = h\, A\, (T - T_w) \tag{4.3}$$

h é um coeficiente de transferência de calor que representa a condutância térmica do filme de fluido junto á parede (camada limite térmica), conhecido como c*oeficiente de filme*. Em geral os problemas de transferencia de calor resumem-se á determinação deste coeficiente em cada caso particular. Este depende não só de propriedades físicas do fluido como a densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor especifico, como também das condições do escoamento, da geometria da superfície e do facto de existir ou não variação de fase no processo. Esta multiplicidade de variáveis independentes tem como consequência que os problemas de transferencia tornam-se particularmente difíceis e as soluções analíticas só existem para um pequeno numero de geometrias simples. É necessário recorrer a soluções aproximadas ou, mais frequentemente, ao ensaio de modelos em laboratório com vista á obtenção de correlações empíricas para as diversas geometrias e condições de escoamento.

Um processo que envolva transferencia por condução e convecção descreve-se por uma equação do tipo

$$q = UA\Delta T \tag{4.4}$$

U é chamado *coeficiente global de transferência térmica*. Em condições estacionárias a transferência através de uma superfície sólida que separa dois fluidos ás temperatura T_1 e T_2 é

$$q = U_1 A_1(T_1 - T_2) = - U_2 A_2 (T_2 - T_1) \tag{4.5}$$

U_i é o coeficiente global de transferência térmica do sistema baseado na área A_i. O processo pode decompor-se em 3 mais elementares:

1. Transferência convectiva do fluido 1 para a face da parede de área A_1

$$q = h_1 A_1(T_1 - T_{w1}) \tag{4.6}$$

2. Transferencia por condução através da parede

$$q = (k_w/x_w)A_w (T_{w1} - T_{w2}) \tag{4.7}$$

3. Transferência convectiva da face da parede de área A_2 para o fluido 2

$$q = h_2 A_2 (T_{w2} - T_2) \tag{4.8}$$

Notando que em estado estacionário todas as taxas de transferencia q são iguais e que

$$(T_1 - T_2) = (T_1 - T_{w1}) + (T_{w1} - T_{w2}) + (T_{w2} - T_2) \tag{4.9}$$

obtém-se por substituição de (4.5) a (4.8) em (4.9) e resolvendo em ordem a U_1

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1} + \frac{x_w}{k_w}\frac{A_1}{A_w} + \frac{1}{h_2}\frac{A_1}{A_2} \tag{4.10}$$

Aos coeficientes de transferencia chamam-se por vezes condutâncias, e aos seus inversos resistência térmicas. Assim, como se depreende de (4.10) as resistências térmicas em série somam-se.

Na análise anterior supôs-se a superfície absolutamente limpa, como em geral as superfícies de transferencia tendem a formar filmes de sujidade (especialmente com fluidos como a agua não tratada ou os gases de exaustão de motores ou caldeiras), a resistência á transferencia térmica tende a aumentar. Torna-se então necessário considerar uma parede compósita e efectuar o calculo da transferencia através das diversas camadas. O procedimento de calculo é análogo ao anterior, bastando introduzir dois coeficientes de transferencia adicionais os *coeficientes de sujidade* h_{s1} e h_{s2} , estimados a partir de resultados experimentais. Por outro lado as áreas *efectivas* de transferencia podem ser inferiores ás áreas das faces da parede, é o caso de superfícies estendidas - alhetadas (ou com pinos), em que gradientes de temperatura ao longo das alhetas reduzem a eficácia térmica da parede, razão pela qual se introduzem as eficiências das superfícies η_i. Com estas correcções a equação (4.10) escreve-se

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{\eta_1 h_1} + \frac{x_w}{k_w}\frac{A_1}{A_w} + \frac{1}{\eta_2 h_2}\frac{A_1}{A_2} + \frac{1}{\eta_1 h_{s1}} + \frac{1}{\eta_2 h_{s2}}\frac{A_1}{A_2} \tag{4.11}$$

4.2 Eficiência e Temperatura da Superfície de Transferência

A área média da parede A_w normal á direcção do fluxo de calor na equação (4.7), é, para superfícies curvas, uma função da distancia percorrida na parede. Os casos mais simples são:

Superfície plana ($A_1 \sim A_2$) $$A_w = \frac{A_1 + A_2}{2} \tag{4.12}$$

Superfície cilíndrica $$A_w = \frac{A_1 - A_2}{\log A_1 - \log A_2} \tag{4.13}$$

Define-se eficiência de uma superfície como a média ponderada pelas áreas das eficiências da superfície primária (= 1) e da superfície estendida (alhetada) η_f

$$\eta_i = \frac{\left(A - A_f\right) + A_f \eta_{fi}}{A} = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_{fi}) \qquad \text{i =1,2} \tag{4.14}$$

A eficiência da alheta é a razão entre a taxa de transferencia da mesma e taxa de transferencia que teria se toda a sua superfície estivesse a uma temperatura uniforme e igual á da base. Esta eficiência é dedutível a partir da distribuição de temperaturas na superfície da alheta e, para o caso geral de alhetas não uniformes (área variável com a distância á superfície primária) é dada por funções de Bessel de ordem zero. Particularizando para o caso de alhetas de perfil rectangular de espessura δ uniforme e comprimento ω e para pinos de secção circular de diâmetro d uniforme, a solução analítica exacta é

$$\eta_f = \frac{1}{ml}\frac{\sinh ml + (h/mk)\cosh ml}{\cosh ml + (h/mk)\sinh ml} \approx \frac{tghml}{ml} \tag{4.15}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}\left(1 + \frac{\delta}{\omega}\right)} \qquad \text{para secção rectangular} \tag{4.16}$$

$$m = \sqrt{\frac{4h}{kd}} \qquad \text{para secção circular} \tag{4.17}$$

Neste resultado assume-se que não existe resistência de contacto entre a alheta e a superfície primária (i.e. a alheta é maquinada integralmente com a superfície de base). A dedução destas expressões e extensões a outras geometrias está fora do âmbito deste trabalho mas pode encontrar-se em textos especializados como o de Incropera e DeWitt e Chapman [1,28].

As temperaturas das duas faces da superfície são dedutíveis por simples manipulação algébrica a partir de (4.6) a (4.8), resultando em

$$T_{w1} = \frac{T_1 + \frac{h_2}{h_1}\frac{A_2}{A_1}A_x T_2}{1 + \frac{k_w}{h_1}\frac{A_m}{A_1}\frac{1}{x_w}(1 - A_x)} \tag{4.18a}$$

$$T_{w2} = \frac{T_2 + \frac{h_1}{h_2}\frac{A_1}{A_2} A_y T_1}{1 + \frac{k_w}{h_2}\frac{A_m}{A_2}\frac{1}{x_w}(1 - A_y)} \qquad (4.18b)$$

com

$$A_x = (1 + \frac{h_2}{k_w}\frac{A_2}{A_m} x_w)^{-1}$$

$$A_y = (1 + \frac{h_1}{k_w}\frac{A_1}{A_m} x_w)^{-1}$$

Em geral a diferença de temperatura T_{w1} - T_{w2} é negligível podendo simplificar-se os cálculos fazendo $T_{w1} = T_{w2}$.

4.3 Transferência Térmica em Condições Transientes

A temperatura num dado ponto e num dado instante calor num meio não homogéneo é dada pela equação do transporte de Fourier

$$\nabla (k \nabla T) + q = c_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} \qquad (4.19)$$

Esta equação é um balanço de energia sobre um volume de controle elementar. É a afirmação de que em qualquer ponto do meio o fluxo de calor por condução no volume de controle mais a taxa de geração de energia térmica nesse volume é igual á taxa de variação da energia térmica armazenada no meio.

Soluções analíticas para (4.19) em casos unidimensionais simplificados consistem normalmente em séries que podem incluir funções de Bessel, ou em funções de erro gaussianas. Os casos multidimensionais são tratados usualmente por métodos de diferenças finitas. É claro que a aplicação a geometrias complicadas com um permutador de calor põe grandes problemas pelo que, como é usual, iremos considerar que em qualquer instante e em qualquer elemento de superfície os gradientes de temperatura são pequenos, i.e. a sua temperatura é essencialmente uniforme em todo o material. Basta observar (4.19) para ver que uma tal situação corresponderia a uma condutividade infinita do material, todavia na pratica se a resistência á condução dentro do sólido fôr pequena comparada com a resistência á transferencia entre o sólido e o meio que o envolve, a aproximação feita acima é razoável. Assim considerando o permutador um sólido de massa m_{pc} e calor especifico c_{pc} , a potência transmitida por convecção para a superfície é igual á potência absorvida pelo material

$$-h_a A_a (T - T_a) - h_g A_g (T - T_g) = m_{pc} c_{pc} \frac{dT}{dt} \qquad (4.20)$$

(o índice *a* refere-se ao lado frio - ar e *g* ao lado quente - gás do permutador). Trata-se de uma equação diferencial linear de primeira ordem que pode ser facilmente resolvida. Impondo a condição de que no instante inicial $t = 0$ a temperatura do permutador é igual á temperatura ambiente $T = T_i$ resulta

$$t = C_1 \log\left(\frac{T_i - C_2}{T - C_2}\right) \tag{4.21}$$

com $C_1 = \dfrac{m_{pc} c_p}{h_a A_a + h_g A_g}$ e $C_2 = \dfrac{h_a A_a T_a + h_g A_g T_g}{h_a A_a + h_g A_g}$ (4.22)

A equação (4.21) dá o tempo de aquecimento do sólido desde T_i até á temperatura T. Repare-se que, no equilíbrio $t = \infty$ a temperatura do permutador $T = C_2$ ou seja é uma média ponderada pelas áreas e coeficientes de convecção das temperaturas dos dois fluidos. Este resultado é consistente com os valores obtidos para as temperaturas da parede em (4.18).

Uma medida da qualidade da aproximação unidimensional feita nestes cálculos é o número de Biot. Este é uma medida da resistência á condução dentro do sólido relativamente á resistência convectiva na camada limite entre o sólido e o fluido. Como foi assumido anteriormente virtualmente toda a diferença de temperatura ocorre entre o fluido e o sólido sendo a temperatura deste praticamente uniforme, assim a aproximação é boa se

$$Bi = \frac{hL_c}{k_m} < 0.1 \tag{4.23}$$

No presente caso $h = \dfrac{h_a A_a + h_g A_g}{A_a + A_g}$ e $L_c = \dfrac{m_{pc}}{\rho}\dfrac{1}{A_a + A_g}$ (4.24)

h é o coeficiente de convecção do processo, k_m a condutividade térmica do material e $L_c = V/A$ um comprimento característico, definido como a razão entre o volume e a área do sólido. Os programas PERMUTA apresentam resultados destes cálculos para o numero de Biot e o tempo de aquecimento até 99 % de T_w ($\approx C_2$) para diversas configurações de permutadores. Devido á pequena espessura da chapa utilizada os números de Biot são muito baixos e os tempos de aquecimento surpreendentemente curtos.

4.4 Transferência Térmica por Radiação

A potência emissiva (W/m^2) de uma superfície á temperatura T é dada pela conhecida Lei de Stefan - Boltzmann

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \tag{4.25}$$

sendo ε a emissividade do corpo e σ a constante de Stefan - Boltzmann. Para duas superfícies *cinzentas* e *difusas* i.e. cuja emissividade ε e a absorvidade α são independentes do comprimento de onda e da direcção de emissão ou reflexão, a transferência radiante é dada por

$$q = \sigma F_\varepsilon (T_1^4 - T_2^4) \tag{4.26}$$

com F_ε um factor de correcção para as emissividades

$$F_\varepsilon = \left(\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2} \right)^{-1} \tag{4.27}$$

com A_1 e A_2 as áreas, ε_1 e ε_2 as emissividades e T_1 e T_2 as temperaturas das superfícies radiantes. F_{12} é um factor de forma. definido como a fracção da energia emitida pela superfície 1 que é interceptada pela superfície 2. $F_{12} = 1$ para superfícies que definam um volume fechado. Quando não é possível assumir um comportamento de corpo cinzento como é o caso dos gases, a equação de transferência (4.26) deve ser modificada para

$$q = F_\varepsilon \sigma(\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_1^4) \tag{4.28}$$

com

$$F_\varepsilon = \frac{1+\varepsilon_1}{2} A_1$$

T_g , ε_g e α_g são respectivamente a temperatura, emissividade e absorvidade do gás ou mistura de gases considerada, A_1 , T_1 e ε_1 a área, temperatura e emissividade da superfície em contacto com aqueles. A emissividade e absorvidade dos gases são funções complexas da composição, temperatura e pressão dos mesmos. Por exemplo para gases de combustão, cujos produtos primários são vapor de água e dioxido de carbono existem correlações derivadas de resultados experimentais [3,5] da forma

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(zL) \tag{4.29}$$
$$\alpha_g = \varepsilon_g (T_g / T_1)^{1.5} \tag{4.30}$$

com

$$z = -0.286 (f\, l_b)^{0.5} P_g T_g^{-1.5}$$
$$L = 0.0691(C/H - 1.82)^{2.71}$$
$$l_b = 3.4(V_{ol.}/Á_{rea})$$

f é a razão combustível / ar da mistura, C/H a razão de massas carbono / hidrogénio do combustível (repare-se que $L = 1$ para o propano), P_g a pressão do gás, $V_{ol.}/Á_{rea}$ a razão volume / área da superfície envolvente e l_b o comprimento médio do feixe radiante [1].

4.5 Correlações para Transferência Convectiva Forçada

A convecção forçada é o caso de maior interesse na construção de permutadores de calor, embora não sejam incomuns permutadores de convecção livre (é o caso de caldeiras de baixa potência ou, no extremo oposto, torres de arrefecimento de alguns reactores nucleares).

Como foi referido anteriormente as transferências convectivas são determinadas pelas camadas limites que se desenvolvem junto ás superfícies. Na maior parte dos casos as correntes em circulação extinguem-se na vizinhança imediata da superfície onde interagem com a camada limite. As transferências nesta dão-se invariavelmente por condução e, como a condutividade dos fluidos em geral é baixa (excluindo metais líquidos), a principal resistência á transferencia térmica encontra-se na camada limite. Assim condições que tendam a diminuir a sua espessura incrementam o processo de transferência. Por exemplo aumentar a velocidade do escoamento ou criar superfícies de transferência descontinuas (estendidas) geralmente aumentam os coeficientes de transferência.

Como primeiro passo na analise de processos de transferencia convectiva é a determinação do tipo de escoamento na superfície, i.e. se este é *laminar* ou *turbulento*. No primeiro caso o movimento do fluido é altamente ordenado sendo possível identificar linhas de corrente aproximadamente paralelas ao longo das quais as partículas se movem. O escoamento neste regime caracteriza-se pela ausência de movimento em massa em

direcções perpendiculares á direcção da corrente embora possa existir um pouco de dispersão devido a efeitos difusivos. Em contraste o escoamento turbulento é muito irregular e caracterizado por flutuações tridimensionais aleatórias do movimento do fluido e por uma vigorosa mistura das várias regiões do escoamento (figura 4.1).

A análise dimensional é extensivamente utilizada em processos de transferência. Devido ao grande numero de variáveis independentes presentes nos processos é essencial combina-las num menor número de grupos representativos. As relações (4.31) a (4.36) definem alguns destes grupos.

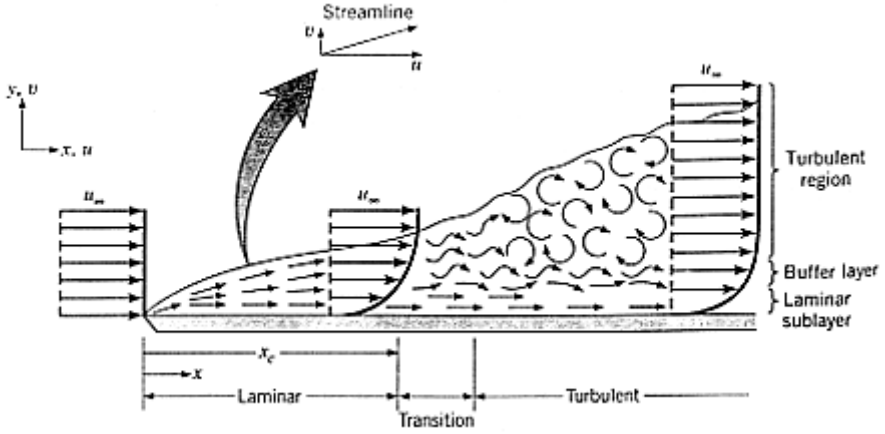


Figura 4.1 Desenvolvimento da camada limite sobre uma superfície.

Factor de fricção $$f = \frac{\tau_w}{\rho V^2 / 2} \quad (4.31)$$

Numero de Reynolds $$\mathrm{Re} = \frac{D_h V \rho}{\mu} \quad (4.32)$$

Numero de Nusselt $$\mathrm{Nu} = \frac{D_h h}{k} \quad (4.33)$$

Numero de Prandtl $$\mathrm{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (4.34)$$

Número de Stanton $$\mathrm{St} = \frac{h}{V c_p \rho} = \frac{Nu}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} \quad (4.35)$$

Factor J_h de Colburn $$J_h = St\,Pr^{2/3} \quad (4.36)$$

Nomenclatura:

τ_w Tensão de corte na parede
ρ Densidade do fluido
μ Viscosidade absoluta do fluido
k Condutividade térmica do fluido
V Velocidade do fluido
D_h Diâmetro hidráulico de uma conduta ($D_h = 4\,r_h = 4A_c / p = 4A_cL / A$)

r_h Raio hidráulico
A Área de transferência térmica
A_c Área de passagem do fluido
p Perímetro *molhado* da conduta
L Comprimento da passagem
c_p Calor especifico a pressão constante
h Coeficiente de convecção

Para escoamento interior é importante fazer distinção entre condições de *entrada* e condições de *perfil completamente desenvolvido* (do inglês *fully developed flow*). Devido a efeitos viscosos a espessura da camada limite a espessura da camada limite interior aumenta substancialmente com o comprimento da conduta mas está obviamente está limitada a metade do diâmetro da conduta. Quando esta espessura é atingida toda a secção é preenchida pelo escoamento da camada limite, isto ocorre, para efeito de cálculos de transferência de calor [1] em escoamento laminar para comprimentos superiores a

$$l \approx 0.05 D_h Re Pr \tag{4.37}$$

e para escoamento turbulento

$$10\, D_h \leq l \leq 60\, D_h \tag{4.38}$$

com D_h o diâmetro hidráulico da conduta (Re é também calculado com base neste diâmetro). Repare-se que diferença de temperatura entre a superfície e o fluido origina um gradiente de temperatura cujo perfil difere conforme o escoamento está a ser aquecido ou arrefecido. Para comprimentos superiores a l os perfis de velocidade e temperatura permanecem simétricos e inalterados em todas as secções a jusante e a pressão decresce de forma aproximadamente linear com o comprimento do tubo, quer para escoamento turbulento quer para escoamento laminar. As figuras 4.2a e4.2b mostram o desenvolvimento dos perfis de velocidade e de temperatura numa conduta.

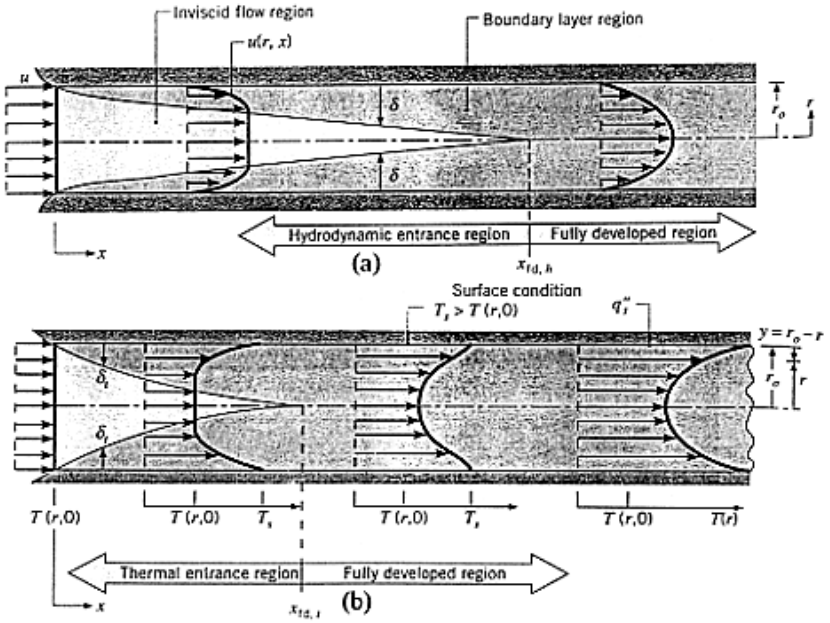


Figura 4.2 Desenvolvimento das camadas limites hidrodinâmica e térmica numa conduta de secção circular.

Em escoamento laminar o perfil do campo de velocidades é aproximadamente parabolóide

$$V = V_{\max}\left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \tag{4.39}$$

em escoamento turbulento o perfil é quase plano na zona central da conduta (a velocidade média é em geral superior a 80% da velocidade máxima) devido á mistura das camadas

$$V = V_{\max}\left(1 - \frac{r}{R}\right)^{n} \tag{4.40}$$

n varia com o numero de Reynolds entre *1/6* para $Re \sim 10^4$ e *1/10* para $Re \sim 10^6$ [25]. Note-se que junto á parede e independentemente do tipo de escoamento na conduta, existe sempre uma fina subcamada laminar onde ocorrem os processos de transferência.

4.5.1 Escoamento Exterior

O escoamento exterior normal a feixes de tubos como na figura 4.3, foi correlacionado por Grimison [1] da seguinte forma

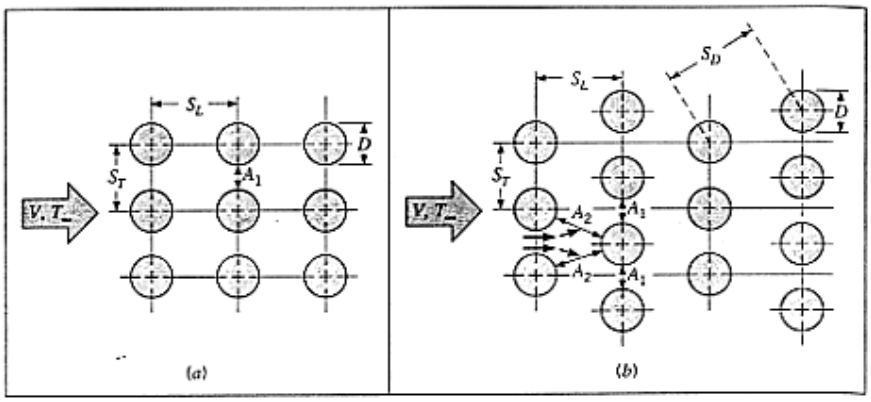


Figura 4.3 Arranjos de tubos num feixe.

$$Nu = C\,\mathrm{Re}_{\max}^{m}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \tag{4.41}$$

para : $2000 \leq Re_{max} \leq 40000$
$Pr \geq 0.7$

e por Zhukauskas [1] como

$$Nu = C\,\mathrm{Re}_{\max}^{m}\,\mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{1/4} \tag{4.42}$$

para: $500 < Re < 1000$
$0.7 < Pr < 500$

O factor de fricção para feixes de tubos escreve-se na forma

$$f = B\,Re^{n} \tag{4.43}$$

Os valores das constantes *B*, *C*, *m* e *n* dependem da configuração do feixe (alinhamento e numero de camadas de tubos) e encontram-se tabelados [1,30]. Re_{max} é o numero de Reynolds tendo como dimensão característica o diâmetro do tubo e calculado para a

velocidade máxima do escoamento (i.e. na secção de passagem mínima). Pr_s é o numero de Prandtl junto á superfície. Todas as propriedades que aparecem em (18) devem ser calculadas á temperatura do filme

$$T_f = \frac{T_s + T_m}{2} \tag{4.44}$$

$$T_m = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \tag{4.45}$$

com T_s a temperatura da superfície e T_m a temperatura média do fluido. Todas as propriedades em (19) á excepção de Pr_s são calculadas á temperatura T_m . O factor de fricção permite quantificar as perdas devidas a efeitos viscosos e resistências aerodinâmicas.

4.5.2 Escoamento Interior Laminar

Para escoamento laminar de perfil completamente desenvolvido as soluções analíticas para o número de Nusselt e factor de fricção (*baseadas no diâmetro hidráulico*) e podem encontrar-se na Tabela 3 [1,13,15]. Os resultados diferem conforme a condição térmica da superfície. O índice *H* refere fluxo de calor uniforme na direcção do escoamento e temperatura constante no perímetro em qualquer secção. Este é o caso típico de materiais altamente condutores. O índice *T* refere temperatura uniforme de toda a superfície (i.e. nas direcções axial e periférica). Em qualquer destes casos repare-se que o números de Nusselt é uma constante e, portanto, independente de *Re* e *Pr*.

Geometria	Nu_H	Nu_T	*fRe*
Circulo	4.36	3.66	64
Triângulo (equilátero)	3.11	2.47	53
Rectângulo (a = b)	3.61	2.98	57
Rectângulo (a = 2b)	4.12	3.39	62
Rectângulo (a = 3b)	4.79	3.96	69
Rectângulo (a = 4b)	5.33	4.44	73

Tabela 3. Números de Nusselt e factores de fricção para escoamento laminar de perfil completamente desenvolvido; (a e b são os comprimentos dos lados do rectângulo).

Para o caso de planos paralelos (a = ∞) a solução para *f* baseada no diâmetro hidráulico não deve ser utilizada, a dimensão característica deverá ser a distância entre os planos *h* e os resultados são [13,18]

$$Nu_H = 8.24 \quad ; \quad Nu_T = 7.54 \quad ; \quad fRe_h = 48 \tag{4.46}$$

A solução analítica para *f* em tubos coaxais tem a forma [15]

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}}\zeta \qquad \text{com} \qquad \zeta = \frac{(a-b)^2\left(a^2-b^2\right)}{\left(a^4-b^4\right)-\left(a^2-b^2\right)/\left[\ln(a/b)\right]} \tag{4.47}$$

com *a* o diâmetro interior do tubo exterior e *b* o diâmetro exterior do tubo interior.

Quando o comprimento da conduta não é suficiente para a obtenção de condições completamente desenvolvidas Sieder e Tate [1,10,28] recomendam para condições de temperatura de superfície constante

$$Nu = 1.86(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr})^{1/3}\left(\frac{D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \qquad (4.48)$$

para: $0.48 < \mathrm{Pr} < 16700$

$$0.0044 < \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right) < 9.75$$

D e *L* são respectivamente, o diâmetro (hidráulico) e o comprimento da conduta e μ_s a viscosidade do filme junto á superfície. Recomenda-se o seu uso [1] para $Nu \geq 3.72$. Todas as propriedades em (4.48) á excepção de μ_s são calculadas á temperatura T_m .

4.5.3 Escoamento Interior Turbulento

Para escoamento turbulento de perfil completamente desenvolvido a solução analítica para o factor de fricção obtida por Prandtl tem a seguinte forma [15,30]

$$f^{-1/2} = 1.99 \log (Re\, f^{1/2}) - 1.02 \qquad (4.49)$$

escrevendo f de forma explicita, mas aproximada vem [1,18]

$f = 0.316Re^{-1/4}$ para $Re \leq 2\cdot10^4$ (Blasius) (4.50)

$f = 0.184Re^{-1/5}$ para $Re \geq 2\cdot10^4$ (4.51)

ou $f = (0.79\, lnRe - 1.64)^{-2}$ para $3\cdot10^3 \leq Re \leq 5\cdot10^6$ (Petukhov) (4.52)

A rugosidade das condutas é determinante para o factor de fricção em escoamento turbulento (ao contrario do que sucede em escoamento laminar). Uma expressão derivada de (4.49) para escoamento em condutas de diâmetro d e rugosidade e , que está na origem do muito conhecido Gráfico de Moody para fricção em tubos é

$$f^{-1/2} = -2\log\left(0.27\frac{e}{d} + 2.51\frac{1}{\mathrm{Re}\, f^{1/2}}\right) \qquad (4.53)$$

uma forma explicita, mas aproximada (com erro relativo inferior a 2%) para f foi dada por Haaland

$$f = \left\{-1.8\log\left[\left(0.27\frac{e}{d}\right)^{1.11} + \frac{6.9}{\mathrm{Re}}\right]\right\}^{-2} \qquad (4.54)$$

Re é calculado com base em *d*. Note-se que nas expressões (4.49), (4.53) e (4.54) o logaritmo é decimal.

Para os números de Nusselt existem um grande número de correlações. Como por exemplo as de Prandtl

$$Nu = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{1 + 2.44\,\mathrm{Re}^{-1/8}(\mathrm{Pr} - 1)} \qquad (4.55)$$

Von Kármán

$$Nu = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{1+5(f/8)^{1/2}\left\{(\mathrm{Pr}-1)+\ln\left[1+\frac{5}{6}(\mathrm{Pr}-1)\right]\right\}} \qquad (4.56)$$

derivadas teoricamente. Gnielinski sugeriu uma forma que se adapta melhor aos resultados experimentais

$$Nu = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\,\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \qquad (4.57)$$

para: $0.5 \le Pr \le 2\cdot10^3$
$3\cdot10^3 \le Re \le 5\cdot10^6$

O factor de fricção nestas equações pode ser o de (4.52). Todas as grandezas devem ser calculas á temperatura T_m. Estas correlações são igualmente válidas para condições de fluxo de calor e temperatura de superfície uniformes. Consulte-se também [30] para deduções de algumas destas relações.

Também muito mencionada é a correlação de Sieder e Tate

$$Nu = 0.027\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \qquad (4.58)$$

para: $0.7 \le Pr \le 16700$
$Re \ge 10000$

e para escoamento não completamente desenvolvido

$$Nu = 0.036\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}\left(\frac{D}{L}\right)^{1/18} \qquad (4.59)$$

Equação de Dittus-Boelter $Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^n$ (4.60)

para: $0.7 \le Pr \le 160$
$Re \ge 10000$

n = 0.4 se o fluido estiver a ser aquecido
n = 0.3 se o fluido estiver a ser arrefecido.

No caso de n = 1/3 é conhecida como a Equação de Colburn.

ESDU (Engineering Sciences Data Unit Internatioal Ltd.) é referenciada por alguns autores [30,37] pelas suas correlações

$$Nu = 0.0225\,Pr^{0.495}\,Re^{0.795}\,(\mu/\mu_s)^a\,\exp\{-0.0225\,[\ln(Pr)]^2\} \qquad (4.61)$$

para: $Re > 10000$

$$Nu = 0.1\,Pr^{0.495}\,(Re^{2/3} - 125)(\mu/\mu_s)^{0.14}\,[1+(D/L)]^{2/3}\,\exp\{-0.0225\,[\ln(Pr)]^2\} \qquad (4.62)$$

para: $2000 < Re < 10000$ (região de transição)
a = 0.3 se o fluido estiver a ser aquecido
a = 0.18 se o fluido estiver a ser arrefecido

Em qualquer dos casos considerados os números de Reynolds devem ser calculados com base no diâmetro hidráulico da conduta. Este procedimento generaliza com satisfatória aproximação os resultados, normalmente obtidos para condutas de secção circular, a qualquer outra geometria. London & Kays [13] apresentam resultados experimentais para os factores f e J_h em função do numero de Reynolds para mais 120 superfícies de transferência diferentes.

5. Permutadores de Calor

Existem tantos parâmetros, não-linearidades e graus de liberdade no projecto de permutadores que, de acordo com Wilson “A optimização torna-se essencialmente uma questão de projectar um grande numero de permutadores de calor e escolher o que parece ser melhor. A menos que se tenham algumas indicações quanto ao que é melhor o projectista poderá debater-se com milhares de diferentes configurações (especialmente com um programa de computador) mesmo para um problema simples.”[27]

O projecto de um permutador é um compromisso entre a obtenção de uma superfície com coeficiente de transferencia térmica tão elevado, e uma perda de pressão tão baixa, quanto praticamente possível. Para fluidos gasosos, como os coeficientes de convecção são baixos (valores típicos são da ordem de 50 - 150 W/m^2K) e as perdas viscosas elevadas, impõe-se o uso de grandes superfícies e baixa velocidade do escoamento. Permutadores gás-gás podem exigir dez vezes mais área do que permutadores liquído-liquído (cujos coeficientes de convecção são uma ordem de grandeza acima do valor para os gases) para potências de transferência equivalentes. Um recuperador eficiente numa central de turbina a gás, exige uma superfície várias vezes superior á superfície combinada da caldeira e condensador de uma central de turbina a vapor.

É usual fazer-se distinção entre *recuperadores* e *regeneradores*, reservando o segundo termo para os permutadores do tipo periódico (rotativos ou controlados por válvulas) como os do esquema da figura 5.1. Nestes a transferência opera-se de forma indirecta, os fluidos quente e frio entram periodicamente em contacto com a matriz de transferência (metálica ou cerâmica) que, no caso dos permutadores rotativos (velocidades de rotação típicas são da ordem de 10-20 rpm) actua como um fluido de transporte intermédio.

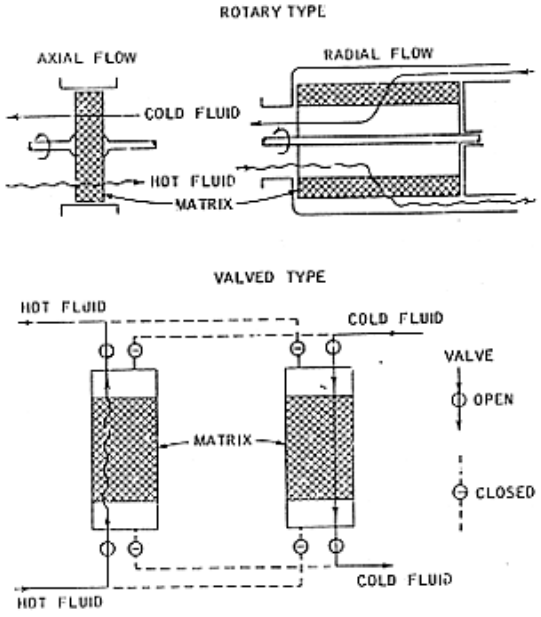


Figura 5.1 Permutadores de calor periódicos.

Estes têm várias vantagens sobre os mais convencionais (não-periódicos) *recuperadores*, nomeadamente

1. São muito compactos, i.e. têm áreas por unidade de volume extraordinariamente grandes, diâmetros hidráulicos muito pequenos ($D_h \leq 5\ mm$) e escoamento geralmente laminar.
2. A matriz pode ser bastante económica (podem usar-se redes ou pequenas esferas como meio de transferência).
3. Tendem a acumular menos sujidade devido ao escoamento em contracorrente dos fluidos

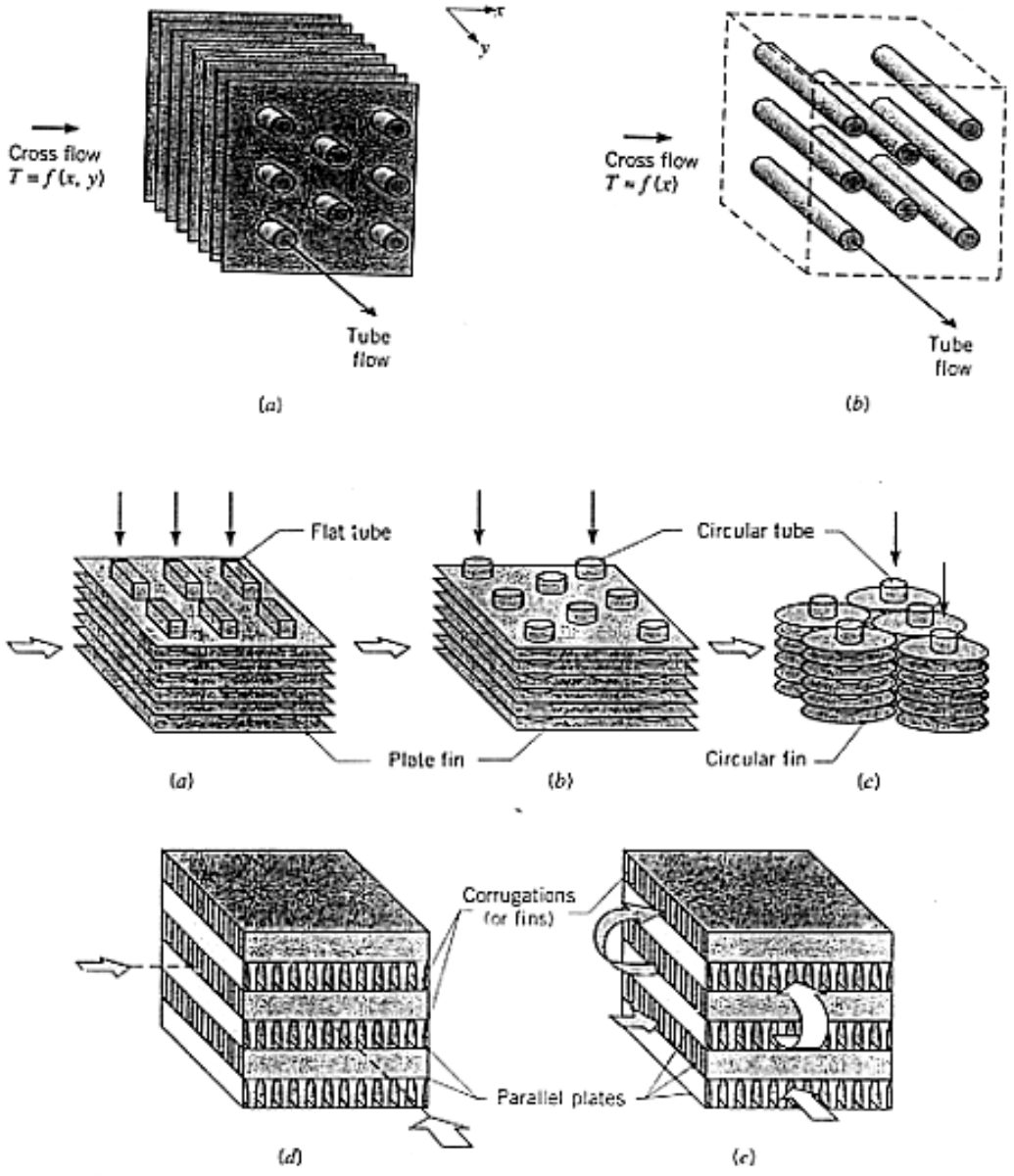


Figura 5.2 Acima (a, b): Permutadores de escoamento cruzado (a) com ambos os fluidos *não-misturados* (b) com um fluido *misturado*. Em baixo (a-e) Permutadores compactos (superfícies estendidas).

As principais desvantagens estão ligadas aos problemas de vedação das duas correntes que têm como consequência a sua inevitável mistura. Este problema porém, não é muito grave nas instalações de turbina a gás em ciclo regenerativo e especialmente em caldeiras de convecção forçada (onde os regeneradores são muito utilizados) devido ás baixas pressões e grandes excessos de ar na combustão. Este tipo de permutador chegou a ser considerado para a presente instalação mas o facto de originar um escoamento não estacionário (associado á periodicidade do regenerador) que poderia prejudicar os resultados das medidas efectuadas na turbomáquina levou á sua exclusão do grupo de possibilidades construtivas.

Nos permutadores de escoamento cruzado faz-se distinção entre duas configurações conforme o fluido que entra por um canal do permutador pode ou não misturar-se com o (mesmo) fluido que entra por canais adjacentes.

Por exemplo na figura 5.2 o fluido no exterior dos tubos diz-se *não misturado* visto que a presença de alhetas impede a mistura do fluido que se escoa entre elas, ou seja impede o movimento na direcção y transversa á direcção x do escoamento principal. Neste caso há variação de temperatura nas direcções x e y. Por outro lado na configuração da figura 2b é possível a *mistura* na direcção y em todo o volume da matriz tubular. O escoamento interior aos tubos é sempre, obviamente, *não misturado*. Há ainda que fazer referência ao facto de que no seu percurso o escoamento como um todo pode passar pela matriz uma ou mais vezes, o número de *passagens* é um parâmetro determinante na eficiência do permutador. A figura 5.3 mostra diversas matrizes de permutadores, em todos os casos de fluxo cruzado, sendo em (e) de múltiplas passagens.

5.1 Eficiência e Perda de Pressão em Permutadores

O balanço de energia na análise de um permutador está geralmente condicionado ás seguintes assunções:

1. O permutador é adiabático, as únicas trocas de energia ocorrem entre os fluidos quente e frio.
2. A condução térmica da superfície segundo a direcção do escoamento é negligível.
3. O calor especifico dos fluidos é aproximadamente constante.
4. O coeficiente global de transferencia térmica é constante.
5. Variações na energia cinética e potencial são negligíveis.

Existem essencialmente dois métodos para projecto de permutadores. O chamado *método da temperatura média logarítmica* consiste no uso da relação

$$q = FUA\Delta T_{lm} \tag{5.1}$$

em que ΔT_{lm} é a média logarítmica das diferenças de temperatura entre a entrada (secção 1) e saída (secção 2) dos fluidos (a e b), correspondente ao caso de escoamento em contracorrente

$$T_w = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\log \Delta T_a - \log \Delta T_b} \tag{5.2}$$

com $\Delta T_a = T_{a1} - T_{a2}$
$\Delta T_b = T_{b1} - T_{b2}$

resultado que deriva da variação exponencial da temperatura dos fluidos entre a entrada e saída do permutador. *F* é um factor de correcção para a configuração desejada, é a unidade para o caso de escoamento em contracorrente e inferior para todos os outros casos. Existem complicadas expressões analíticas para este factor para algumas configurações de escoamento mas, em geral, recorre-se a representações gráficas para a sua obtenção [1,9].

Outra abordagem do problema, mais versátil, consiste no uso do *método ε - Ntu* (eficiência-número de unidades de transferência térmica), do clássico de London & Kays, *Compact Heat Exchangers* [13]. O numero de unidades de transferência térmica definido como

$$Ntu = \frac{A\overline{U}}{C_{\min}} \tag{5.3}$$

é uma grandeza adimensional que dá indicação do *tamanho* da superfície de transferência do permutador. A análise que se segue baseia-se no trabalho daqueles autores. Irá utilizar-se a seguinte notação

$C_c = m_c\, c_{pc}$
$C_h = m_h\, c_{ph}$
$C_{max} = Max\ (C_c\ ,\ C_h)$
$C_{min} = Min\ \ (C_c\ ,\ C_h)$
$Cr = C_{min}/C_{max}$

O índice *c* refere-se ao fluido frio e *h* ao fluido quente.

Em condições estacionárias a potência transferida pelo fluidos quente e frio é

$$q = C_h\,(T_{h1} - T_{h2}) = C_c\,(T_{c1} - T_{c2}) \tag{5.4}$$

A eficiência termodinâmica do permutador é a razão entre a potência efectivamente transferida e a potência disponível no sistema

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} \tag{5.5}$$

London & Kays apresentam expressões (e algumas deduções) para a eficiência de vários tipos de permutadores, em função do numero de unidades de transferência térmica. Por exemplo para

Permutadores de escoamento em contracorrente

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-Ntu(1-Cr)\right]}{1 - Cr\exp\left[-Ntu(1-Cr)\right]} \qquad \text{para } Cr < 1 \tag{5.6}$$

$$\varepsilon = \frac{Ntu}{1 + Ntu} \qquad \text{para } Cr = 1 \tag{5.7}$$

Permutadores de escoamento em corrente paralela

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[- Ntu(1 + Cr)\right]}{1 + Cr} \tag{5.8}$$

Permutadores de escoamento cruzado e passagem única com ambos os fluidos não misturados

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ Cr^{-1} (Ntu)^{0.22} [\exp(- Cr\ (Ntu)^{0.78}) - 1]\right\} \tag{5.9}$$

Permutadores em escoamento cruzado e passagem única com um fluido misturado

C_{max} misturado $$\varepsilon = Cr^{-1}\left\{ 1 - \exp\left[- Cr\,(1 - \exp(-Ntu)\right]\right\} \tag{5.10}$$

C_{min} misturado $$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ - Cr^{-1}\left[1 - \exp(- Cr\ Ntu)\right]\right\} \tag{5.11}$$

Permutadores de *n* passagens num arranjo geral em contracorrente com *ambos os fluidos misturados entre passagens* (cada passagem tem uma eficiência ε_p, um numero de unidades de transferencia *Ntu / n* e uma configuração qualquer)

$$\varepsilon = \frac{{A_p}^n - 1}{{A_p}^n - Cr} \tag{5.12}$$

com $$A_p = \left(\frac{1 - \varepsilon_p Cr}{1 - \varepsilon_p} \right)$$

Esta relação pode ser aplicada sem grande erro ao caso de permutadores de multipassagens *com ambos os fluidos não misturados entre passagens* [13].

Repare-se que para qualquer configuração, se $C_r = 0$ (caso aproximado por permutadores liquído-gás) a eficiência

$$\varepsilon = 1 - exp(-Ntu) \tag{5.13}$$

tende assimptoticamente para a unidade. A disposição em contracorrente é a que mais rapidamente se aproxima da assimptota (unitária), sendo que algumas configurações não convergem para a unidade.

A perda de pressão relativa no permutador é a soma de várias parcelas

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{V_1^2 \rho_1}{2 P_1}\left[f \frac{L}{r_h} \frac{\rho_1}{\rho_m} + 2\left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + (K_c + 1 - \sigma^2) + (K_e - 1 + \sigma^2) \frac{\rho_1}{\rho_2} \right] \tag{5.14}$$

os índices 1 e 2 referem respectivamente a secção de entrada e secção de saída no permutador , σ é a razão entre a área de escoamento e a área frontal da matriz. Para *Cr* da ordem da unidade a variação das temperaturas dos escoamentos com a área num arranjo em contracorrente é linear (e aproximadamente linear noutros arranjos exceptuando o caso de

correntes paralelas), pelo que uma boa aproximação para ρ_m , T_m , P_m (*m* designa condições médias) é a média aritmética entre a entrada e a saída.

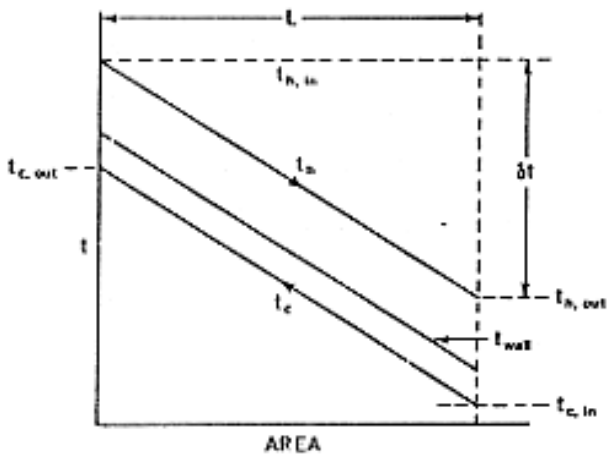


Figura 5.4 Distribuição de temperatura num pernutador de escoamento em contracorrente.

A primeira parcela de (5.14) é o termo de atrito da matiz, este é sem duvida o mais importante visto que o factor $L/r_h = A/A_c$ é muito grande. A segunda parcela deve-se á aceleração do escoamento ao passar pela matriz e as terceira e quarta são efeitos secundários devidos respectivamente á contracção e á expansão súbita do escoamento á entrada e saída da matriz. Os coeficientes de perda K_c e K_e são funções da geometria e numero de Reynolds do sistema. Encontram-se em apêndice (9.5) representações gráficas para estes coeficientes para algumas geometrias simples. O valor teórico de K_e para uma expansão súbita de uma conduta de área A_1 para outra de área A_2 é dado [18,30] por

$$K_e = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \qquad (5.15)$$

A contracção súbita de A_2 para A_1 origina o fenómeno de *vena contracta*, ou seja a separação do escoamento no bordo de entrada da conduta mais estreita obrigando á deflexão das linhas de corrente, o que tem como consequência um diâmetro efectivo de passagem inferior ao diâmetro da conduta. Este caso é menos tratável analiticamente mas os resultados experimentais correlacionam-se bem com

$$K_c = 0.42\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \qquad (5.16)$$

No gráfico 5.5 podem observar-se curvas características, derivadas de resultados experimentais [13], para os factores de fricção e factor J_h de Colburn (corrigidos por um factor $(T_w/T_m)^n$) para escoamento dentro de tubos (as curvas para outro tipo de matrizes apresentam formas semelhantes) , em função do numero de Reynolds. Na zona de escoamento laminar aqueles factores são elevados, ou seja elevado atrito e elevada transferencia térmica, a zona de transição apresenta um fosso característico (menos evidente noutras matrizes) e a zona de escoamento turbulento mostra valores muito mais baixos daqueles factores. As linhas

ininterruptas representam a situação de temperatura da superfície constante e as linhas interrompidas a condição de fluxo térmico constante.

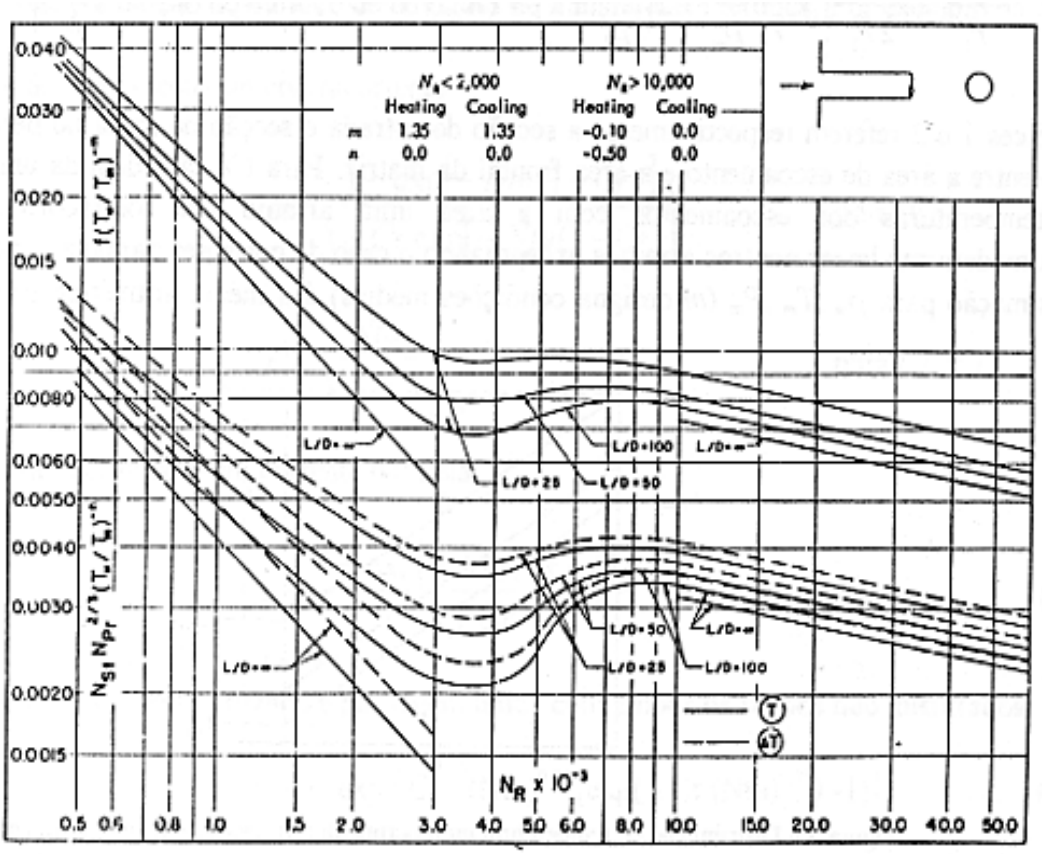


Figura 5.5 Variação típica do factor J_h de Colburn e factor de fricção com o número de Reynolds para escoamento em condutas de secção circular.

Os programas PERMUTA implementam diversas configurações de permutadores, sendo o calculo efectuado segundo as mesmas linhas gerais:

1. Definição termodinâmica do permutador.
2. Definição geométrica do permutador.
3. Calculo de áreas de escoamento e de transferência térmica (para o lado do ar e do gás).
4. Calculo dos números de Reynolds.
5. Calculo dos coeficientes de fricção.
6. Calculo dos coeficientes de filme.
7. Calculo do coeficiente global de transferência térmica.
8. Calculo do número de unidades de transferência térmica
9. Calculo das perdas de pressão.
10. Calculo da eficiência do permutador.
11. Calculo do tempo de aquecimento.

Em 1. os valores das propriedades físicas dos gases são tomados á temperatura média do fluido (4.45)

$m_a = 0.320\ kgs^{-1}$	$m_g = 0.322\ kgs^{-1}$
$T_{a1} = 400\ K$	$T_{g1} = 825\ K$
$P_{a1} = 220000\ Pa$	$P_{g1} = 103000\ Pa$
$R_a = 287\ Jkg^{-1}K$	$R_g = 284\ Jkg^{-1}K$
$c_{pa} = 1045\ Jkg^{-1}K$	$c_{pg} = 1100\ Jkg^{-1}K$
$\mu_a = 2.7 \cdot 10^{-5}\ Nsm^{-2}$	$\mu_g = 3.4 \cdot 10^{-5}\ Nsm^{-2}$
$Pr_a = 0.684$	$Pr_g = 0.693$
$h_{sa} = 3000\ Wm^{-2}K^{-1}$	$h_{sg} = 1000\ Wm^{-2}K^{-1}$
$k_m = 18.3\ Wm^{-1}K^{-1}$	$c_{pm} = 557\ Jkg^{-1}K$

(índices *a* - ar ; *g* - gás ; *m* - metal)

Além dos valores indicados assume-se também (em primeira aproximação) valores para a eficiência, para as perdas de pressão (ar e gás) e para os coeficientes de perda á entrada e á saída da matriz (K_{a1} , K_{a2} , K_{g1} , K_{g2}). O programa PERMUTA1 está anotado de forma que é fácil seguir a sequência de calculo. Este é o único programa que foi optimizado até ao ponto de projecto. Todas as outras geometrias foram investigadas na tentativa de encontrar aquela que melhor satisfizesse todos os critérios de projecto. Estes são, no essencial e por ordem de importância

1. Facilidade de construção.
2. Economia de material.
3. Compacticidade.
4. Pequena inércia térmica.

A inércia térmica é importante nesta instalação visto que se destina a funcionar por curtos períodos e portanto, um excessivo tempo de aquecimento põe em causa o próprio interesse do ciclo regenerativo. Esta preocupação afinal revelou ser infundada visto que o calculo mostrou que os tempos de aquecimento são muito curtos (da ordem do minuto). Esta pequena inércia térmica é compreensível devido á pequena espessura das superfícies utilizadas e á compacticidade dos permutadores investigados. Repare-se que não foi estipulado nenhum valor mínimo para a eficiência ou máximo para a perda de carga, ficando estes ao critério do projectista.

5.2 Tipos de Permutadores

5.2.1 Permutador de Placas

Este permutador tem uma geometria semelhante ao plate-fin no qual as alhetas foram substituídas por separadores periodicamente espaçados como mostra a figura 5.6.

Este é um desenho bastante diferente do que é conhecido no comercio como permutador de placas e que se destina essencialmente a líquidos. Podem encontrar-se em apêndice (9.11) desenhos do permutador projectado. O calculo foi efectuado pelo programa PERMUTA1 e a geometria foi optimizada para um caudal de ar e uma temperatura do gás próxima do máximo esperado na instalação. Apontou-se inicialmente para valores da eficiência e perda de carga da ordem de $\varepsilon = 80\ \%$ e $\Delta p = 1\ \%$ para ambos os fluidos, veio depois a verificar-se que a consecução destes alvos implicaria um permutador demasiado grande o que contradiz o critério

de facilidade de construção, razão pela qual a configuração final apresenta $\varepsilon = 64.7\ \%$, $\Delta p_{ar} = 2.0\ \%$ e $\Delta p_{gás} = 2.2\ \%$ (calculados com (5.9) e (5.14)).

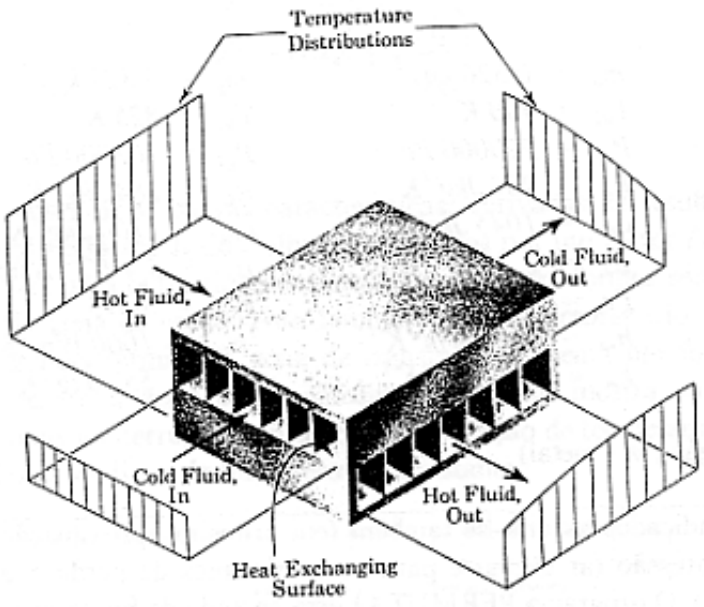


Figura 5.6 Escoamentos num permutador de placas.

O permutador obedece ao critério de escoamento laminar completamente desenvolvido visto que

1. Os números de Reynolds são suficientemente baixos: $Re_{ar} = 1794$; $Re_{gás} = 676$
2. O comprimento *l* dado pela equação (4.37) é largamente excedido
3. O valor de *Nu* dado pela equação (4.48) é inferior ao mínimo recomendado para escoamento não completamente desenvolvido.

Caso esta assunção não se verifique na prática (nomeadamente para o ar) e a correlação (4.48) seja válida a eficiência de projecto poderá cair cerca de *10* %. Foram utilizadas as relações (4.46) para estimar os factores de fricção e os coeficientes de filme visto que *a/b* varia entre 150 e 350. As áreas de transferência são $A \approx 16.82\ m^2$ tanto para o ar como para o gás.

A diminuição do caudal (ar ou gás) afecta favoravelmente a eficiência mas adversamente a perda de pressão relativa. Por outro lado a pressão de entrada do ar, que tem pouco efeito na eficiência afecta a perda de carga no sentido de aumenta-la de 2 % para 10 % com uma variação de 2.2 bar para 1.01 bar (1 atm). Note-se todavia que o funcionamento é determinado pela câmara de combustão e pela relação pressão-caudal evidente nas curvas características do turbocompressor.

O efeito dos separadores entre placas foi tomado em consideração no calculo das áreas de transferência e nas perdas de pressão á entrada e saída da matriz. Todavia, por falta de informação sobre esta geometria especifica, não foi considerado o seu efeito nos coeficientes de transferência. Na realidade os separadores não se destinam a gerar turbulência ou a manter finas as camadas limites (embora secundariamente possam ter esse efeito), como no caso de superfícies do tipo *plate-fin* ou *plate-pin* como as referidas por London [13] nas quais a

densidade de alhetas pode ir até 20 cm^{-1} e de pinos até 40 cm^{-2}. A matriz é no entanto bastante compacta com cerca de 676 m^2/m^3 e 3.58 kg /m^2 .

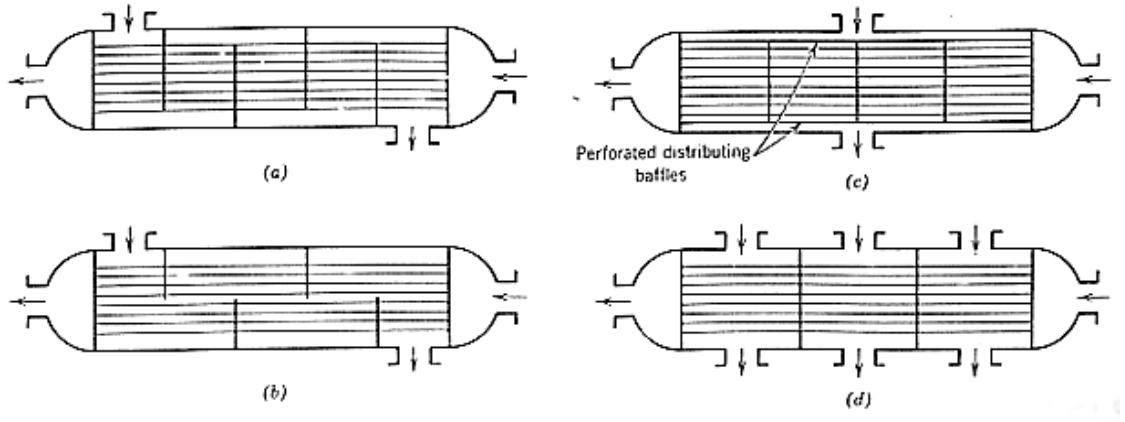
As chapas com os respectivos separadores serão construídas por soldarura por pontos ou por colagem (caso se encontre cola resistente a altas temperatura). Recorde-se que a temperatura média das chapas para as condições de funcionamento indicadas é ~ 350 ^{0}C mas poderá localmente (junto á entrada do gás) exceder muito este valor. O conjunto das chapas é então empilhado e cravado ou aparafusado juntamente com as capas de cobertura do invólucro. A vedação lateral dos escoamentos na matriz não deverá constituir problema visto que o conjunto será apertado em toda a periferia. Por outro lado pequenas fugas não afectam significativamente o comportamento da instalação. O invólucro foi projectado com câmaras de pleno (para o ar e para o gás) e tampas laterais amovíveis para facilidade de limpeza da matriz sempre que necessário.

O material para a matriz deverá ser aço inoxidável para minimizar os efeitos da corrosão que são inevitáveis com gases quentes e (possivelmente) húmidos no permutador. A qualidade da superfície do aço inoxidável é outra vantagem deste material, importante neste caso devido ao pequeno diâmetro hidráulico dos canais da matriz e á possibilidade de incrustação de fuligem nos mesmos. A cobertura poderá ser (por razões de economia) de aço comum visto que a espessura é muito maior e os efeitos da corrosão pouco relevantes.

5.2.2 Permutador de Invólucro e Tubos

Os recuperadores mais empregues em instalações de turbina a gás são do tipo *plate-fin* todavia sempre que as pressões o justifiquem os permutadores tubulares com tubos alhetados (longitudinalmente) exterior e por vezes também interiormente, concorrem com os de placas alhetadas.

Os permutadores de calor de invólucro e tubos (do inglês *shell & tube heat exchangers*) constituem o tipo correntemente mais utilizado na industria, existindo normas de construção mecânica para os diversos tipos. Algumas variantes do mesmo desenho básico podem observar-se nos esquemas da figura 5.7.



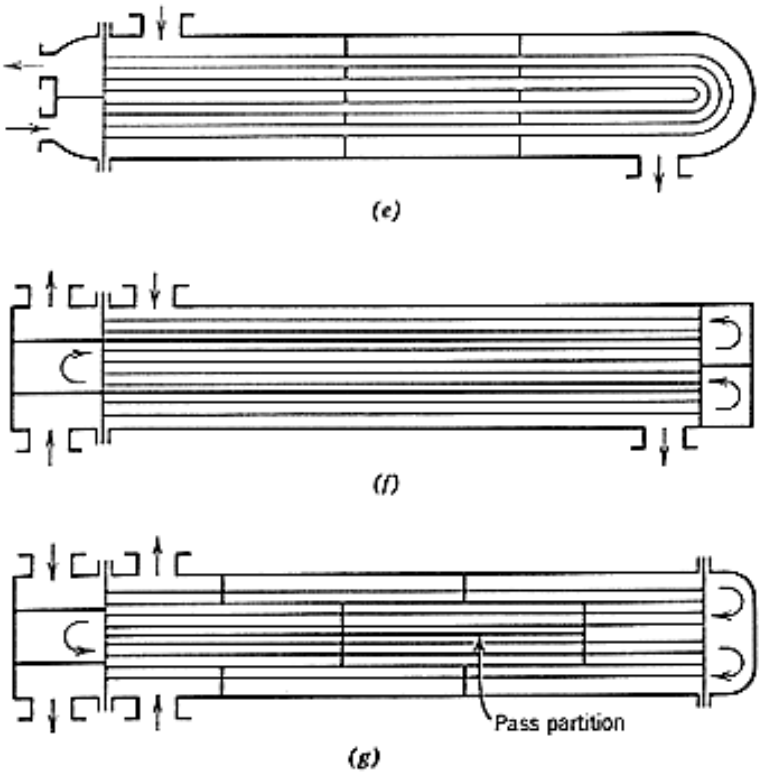


Figura 5.7 Variantes dos permutadores de tubos e invólucro.

O permutador consiste essencialmente num feixe de tubos seguros por uma ou pelas duas extremidades, dentro dos quais circula um fluido (normalmente o que está a maior pressão), envolvidos por um invólucro, dentro do qual circula o outro fluido. A circulação dentro do invólucro pode ser paralela ou, mais frequentemente, perpendicular ao feixe de tubos, isto consegue-se pela introdução de deflectores - *chicanas* - que obrigam a um percurso sinuoso com diversas *passagens* do fluido pelo feixe, o que é favorável do ponto de vista de transferência térmica. As *chicanas* servem também o propósito secundário de suporte para os tubos, obrigando-os a manterem as mesmas posições relativas. A disposição dos tubos nas placas de suporte é variada sendo as da figura 5.8 as mais comuns.

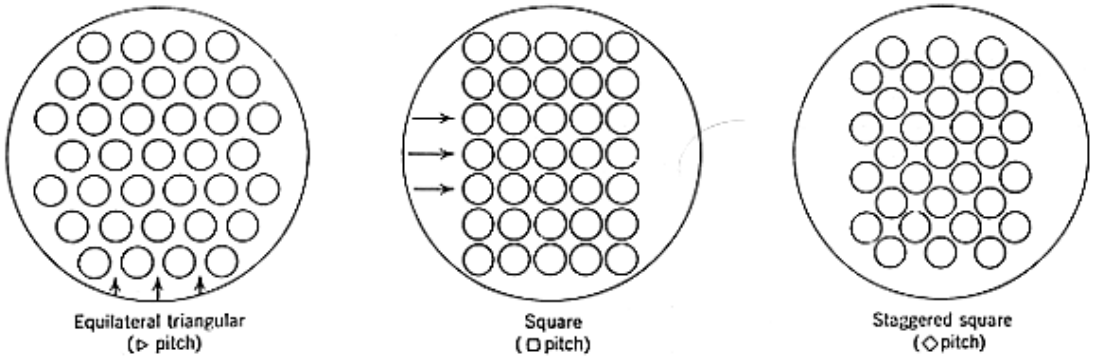


Figura 5.8 Disposições mais comuns dos tubos em permutadores de invólucro e tubos.

Devido ao grande número de diferentes arranjos possíveis para os tubos (e placas separadoras transversais e longitudinais) a contagem do numero que é possível alojar num invólucro de diâmetro fixo, essencial ao projecto, não é obvia em particular quando existem muitas dezenas

ou mesmo centenas de tubos, razão pela qual alguns autores apresentam formulas empíricas que servem de indicativo para o projecto.

A variabilidade de soluções construtivas que se observa na figura 5.7 deve-se fundamentalmente a diferentes usos a que os mesmos se destinam, em particular quanto ás solicitações térmicas e mecânicas (pressão) a que estão sujeitos. Em geral para usos a temperaturas médias acima de 80^0 torna-se necessário a introdução de dispositivos compensadores da dilatação térmica diferencial entre os tubos e o invólucro - como empanques, juntas de dilatação ou cabeças flutuantes (vejam-se em apêndice 9.6 algumas destas possibilidades). A configuração com tubos em U é particularmente adequada a grandes cargas termo-mecânicas, razão pela qual é muito utilizado em instalações de caldeiras a vapor.

Nos permutadores de tubos não-alhetados maior compacticidade só se consegue á custa de menores diâmetros. E é claro que existem limites práticos para o mínimo diâmetro possível porque 1º) Tubos muito estreitos podem ficar parcialmente obstruídos originando perdas de carga na matriz progressivamente maiores e 2º) Devido aos pequenos diâmetros hidráulicos o comprimento dos tubos tem forçosamente que ser reduzido o que, para obtenção de eficiências e perdas de carga razoáveis originam uma matriz com um número de tubos muitíssimo grande (várias centenas) e as dificuldades construtivas inerentes a esse facto.

O programa PERMUTA2 explora o desempenho de um permutador tubular de múltiplas passagens em fluxo cruzado e globalmente em contracorrente (fluido quente misturado) semelhante á disposição da figura 5.7a. Esta construção é a que mais garantias oferece de um bom desempenho e pode ser muito compacta se os tubos forem de pequeno diâmetro (neste caso $d_e = 10\ mm$; $L = 2500\ mm$) mas exige um elevado numero de tubos (> 450), razão pela qual foi abandonada.

Foram utilizadas para o gás as correlações (4.41) e (4.43) para escoamento exterior com as constantes (*B, C, m, n*) com os valores (*0.227, 0.4, 0.6, - 0.193*) e para o ar as correlações (4.52) e (4.57). A titulo de comparação apresentam-se os valores para os coeficientes de fricção calculados por diversas correlações:

$f = 0.0418$	(4.50)
$f = 0.0443$	(4.52)
$f = 0.0476$	(4.54 com e = 50μm)

Para a eficiência das passagens ε_p foi utilizada a relação (5.10) para a eficiência global ε (5.12). O valor obtido para a constante *F* do método da temperatura média logarítmica é 0.94 o que mostra que um permutador de fluxo cruzado e múltiplas passagens pode aproximar muito bem o permutador em contracorrente.

Uma variante deste permutador mas sem chicanas, i.e. com uma divisão longitudinal (semelhante ao caso da figura 5.7*f*), de forma a ter escoamento em contracorrente foi investigado com algum pormenor no programa PERMUTA3, todavia concluiu-se, tal como no caso anterior que a sua construção seria excessivamente robusta para o fim a que se destina (baixas pressões). Além disso o detalhe mecânico da construção revelou ser mais problemático do que se supunha, nomeadamente para garantir uniformidade de escoamento em toda a matriz. Utilizou-se (5.6) para a eficiência e as correlações (4.52) e (4.57) tanto para o ar como para o gás.

5.2.3 Permutador em Espiral

No programa PERMUTA4 efectua-se o projecto e esboço de um permutador em espiral como o da figura 5.9. Esta é uma construção curiosa na qual duas chapas são enroladas em conjunto de forma a formarem dois canais por onde circulam os fluidos normalmente em contracorrente (arranjos de correntes paralelas e cruzadas também são possíveis). Ou seja o fluido que entra pela periferia sai pelo centro da espiral e o que entra pelo centro sai pela periferia. A aparente simplicidade conceptual não se traduz em simplicidade construtiva devido á dificuldade de manter o espaçamento correcto das chapas (no caso considerado 30-60 mm), evitar fugas e tratar os problemas de dilatação térmica (importantes devido ao grande comprimento das chapas) sem incorrer num conjunto excessivamente pesado. São apontadas a este permutador as vantagens de não ter tanta tendência para acumular sujidade e de ter um bom coeficiente de transferencia térmica devido a que a continua deflexão do escoamento mantém finas as camadas limites. Todavia como opera em regime turbulento o coeficiente de transferencia é substancialmente menor do que no regime laminar o que exige uma grande área de transferencia.

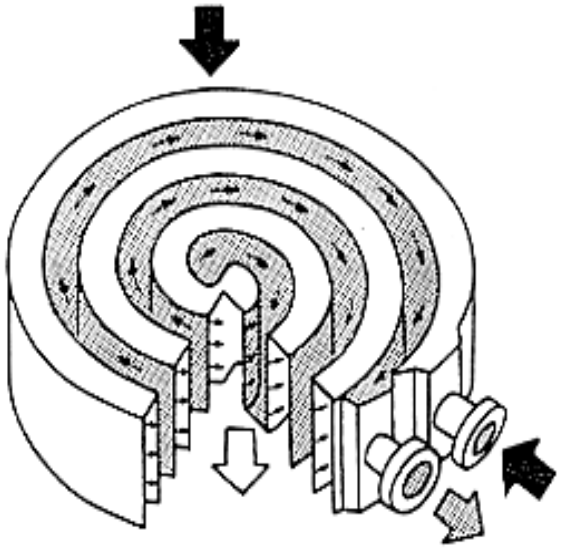


Figura 5.9 Permutador em espiral.

Foi utilizada a equação (5.6) para a eficiência e as correlações (4.52) e (4.57) tanto para o ar como para o gás. A titulo comparativo obtiveram-se os seguintes resultados para o factor de fricção e número de Nusselt com as correlações indicadas entre parêntesis

f = 0.0257	(4.52)	*f = 0.0250*	(4.51)
Nu = 60.730	(4.55)		
Nu = 57.376	(4.56)	*Nu = 64.403*	(4.59)
Nu = 53.727	(4.57)	*Nu = 57.875*	(4.60)
Nu = 69.265	(4.58)	*Nu = 51.475*	(4.61)

Como pode constatar-se, á excepção dos resultados obtidos com (4.58) e (4.59) existe uma razoável concordância entre as diferentes correlações, apesar de todas a aproximações que lhes estão subjacentes.

5.2.4 Permutador de Tubos Coaxiais

PERMUTA5 refere-se a um permutador em feixe de tubos coaxiais. É a concepção mais simples de permutador que existe mas peca por um grande subaproveitamento da área de transferencia disponível e pela possibilidade de grandes perdas se o tubo exterior não fôr isolado. Repare-se que em cada conjunto de dois tubos a transferência ocorre apenas através da parede do tubo interior. O projecto põe poucos problemas excepto a limitação a dimensões standartizadas de tubos que nem sempre são as mais convenientes do ponto de vista de transferencia térmica. Por estas razões unidades de tubos coaxiais estão limitadas a aplicações de baixa potência (como condições laboratoriais) e mesmo nestas frequentemente os tubos são alhetados longitudinalmente ou contêm outros artifícios para promover a transferencia térmica. Mais uma vez utilizou-se (5.6) para a eficiência e (4.52) e (4.57) para os coeficientes de fricção e de convecção.

5.2.5 Permutador de Placa Alhetada

Finalmente PERMUTA6 foi o único permutador de superfície estendida que foi estudado. A concepção é muito simples, semelhante á da figura 5.10. Trata-se de uma placa com alhetas maquinadas integralmente em ambas as faces e com um invólucro que delimita os canais de passagem do gás numa face e do ar na outra.

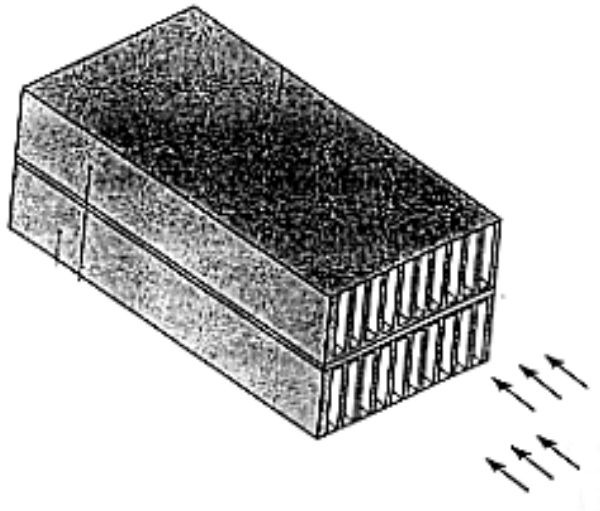


Figura 5.10 Permutadores de placa alhetada.

A vantagem destes permutadores reside na extraordinária compacticidade, como é usual em todas as superfícies estendidas, a vantagem de permitir áreas de transferencia muito diferentes para os dois fluidos por variação do período, altura e/ou espessura das alhetas de uma face em relação á outra. Estes graus de liberdade são muito vantajosos pois devido á diferença dos coeficientes de filme entre o ar e o gás usualmente é necessário 2 a 3 vezes mais área do lado

do ar do que do lado do gás. Considere-se que o período das alhetas na superfície é p_a , a sua espessura e_a , e a sua altura h então, para uma área de base A_b a área total será

$$A = \left(1 + \frac{2h}{p_a}\right) A_b$$

Ou seja se $A_b = 1m^2$; $h = 50\ mm$; $e_a = 1\ mm$; $p_a = 2e_a$, a área total será $A = 51m^2$ ou seja $1020\ m^2 / m^3$. Valores que podem aumentar para o dobro se a placa fôr alhetada em ambas as faces. É claro que uma superfície com alhetas tão altas, a menos que fosse de um material muito bom condutor, seria pouco eficiente. A superfície estendida só tem interesse se as alhetas forem suficientemente finas para que a eficiência global da seja elevada, caso contrario a área exigida será muito maior do que a necessária por uma superfície plana e a construção torna-se pesada. Assim, a superfície com as características de espessura e periodicidade das alhetas que seria interessante, infelizmente - na opinião dos técnicos da oficina - seria bastante difícil de construir por frezagem. Foi utilizado (5.6) para eficiência e (4.46) para os coeficientes de fricção e de convecção do ar e do gás visto que os números de Reynolds são inferiores a 1500.

6. Combustão

Em condições óptimas, i.e. com excesso de ar suficiente para realizar a oxidação completa do combustível, a reacção química de combustão de um hidrocarboneto genérico $C_\alpha H_\beta O_\gamma$ escreve-se

$$C_\alpha H_\beta O_\gamma + x(O_2 + 3.76\ N_2) \rightarrow \alpha\ CO_2 + (\beta/2)H_2O + (x - \alpha - \beta/4 + \gamma/2)O_2 + 3.76xN_2 \quad (6.1)$$

A razão massica combustível / ar é

$$f = \frac{M_{C_\alpha H_\beta O_\gamma}}{x\left(M_{O_2} + 3.76 M_{N_2}\right)} = \frac{12\alpha + \beta + 16\gamma}{137.3x} \quad (6.2)$$

(M é a massa molecular). Se a quantidade de oxigénio fôr *apenas suficiente* para consumir o combustível, a mistura diz-se *estéquiometrica* (índice s). Neste caso não existirá oxigénio nos produtos de combustão e de (6.1) vem

$$x_s - \alpha - \beta/4 + \gamma/2 = 0 \quad (6.3)$$

substituindo em (6.2) f escreve-se

$$f_s = \frac{1}{137.3}\frac{48\alpha + 4\beta + 64\gamma}{4\alpha + \beta - 2\gamma} \quad (6.4)$$

Por exemplo para o propano (C_3H_8) f_s = 0.064. Frequentemente utiliza-se a *razão de equivalência* ϕ como uma medida da razão de mistura independente do tipo de combustível

$$\phi = f_s / f \quad (6.5)$$

A aplicação da primeira lei da termodinâmica para sistemas dinâmicos ao processo adiabático e sem troca de trabalho que ocorre na câmara de combustão resulta em

$$(H_{P2} - H_{R1}) = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) = 0 \quad (6.6)$$

o termo $\Delta H_0 = (H_{P0} - H_{R0})$ é conhecido como entalpia de reacção. O seu valor pode encontrar-se em tabelas termoquímicas, sendo o estado de referencia T_0 e p_0 o correspondente a 298.15K (25 ^{0}C) e 1atm respectivamente. O valor absoluto de ΔH_{25} é muito próximo do poder calorifico médio do combustível. As parcelas $(H_{P2} - H_{P0})$ e $(H_{R0} - H_{R1})$ podem ser facilmente calculadas com referencia a T_0 notando que para gases perfeitos $dh = c_p\, dT$. Obtém-se então

$$(1+ f)\, c_{pg}\, (T_g - T_0) - c_{pa}\, (T_a - T_0) - f\, c_{pf}\, (T_f - T_0) + f\Delta h_0 = 0 \quad (6.7)$$

de onde é possível calcular a temperatura dos gases de combustão T_g mais conhecida como *temperatura adiabática da chama.* Esta temperatura raramente é atingida porque o processo não é, obviamente, adiabático e porque as elevadas temperaturas (e baixas pressões) tendem a dissociar os produtos de combustão que se recombinam para formar produtos diferentes dos da formula (6.1). Particular importância tem sido dada á minimização da formação de oxidos do tipo CO e NO_x em câmaras de combustão tanto de turbinas a gás como de motores de combustão interna. A temperatura real poderá ser algumas dezenas de graus inferior a T_g , mas este valor não deixa de ser uma boa aproximação da realidade. A figura 6.1 mostra a variação desta temperatura com a razão de equivalência, pressão e

temperatura da mistura, para um hidrocarboneto de poder calorifico 44.3 $MJkg^{-1}$ em que a razão carbono / hidrogénio é C/H = 2.

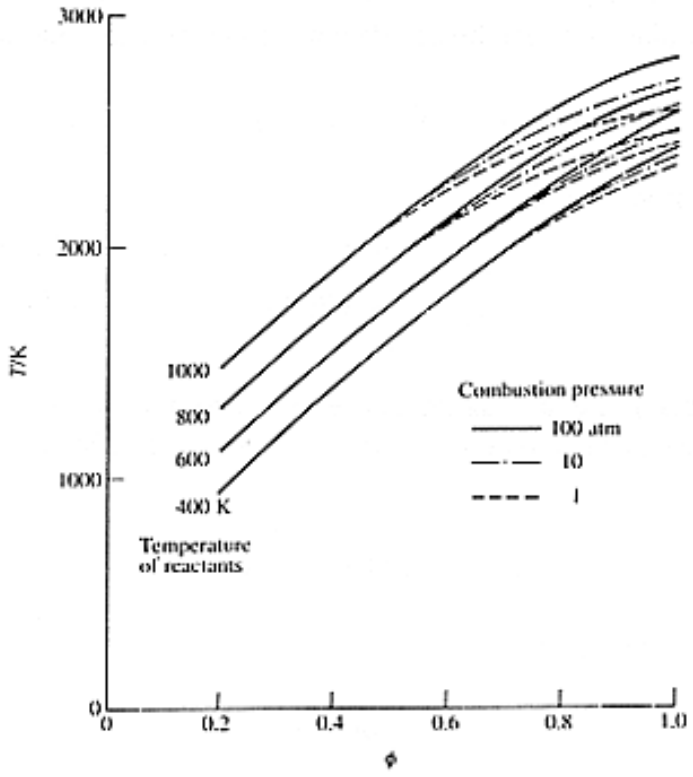


Figura 6.1 Temperatura adiabática da chama.

O rendimento da combustão η pode definir-se como a razão entre a quantidade de combustível teoricamente necessária f_T e a quantidade efectivamente gasta f para obter um determinado ΔT

$$\eta = f_T / f \tag{6.8}$$

Ou analogamente como a razão entre a taxa de libertação de energia e a taxa de fornecimento de energia (sob a forma de combustível) ao processo de combustão. $Q_c \approx -\Delta H_0$ é o poder calorifico do combustível

$$\eta = \frac{P_{cc}}{m_f Q_c} = \frac{c_{pg} T_g (1+f) - c_{pa} T_a}{Q_c f} \tag{6.9}$$

P_{cc} é a potência da câmara de combustão. A eficiência pode determinar-se através de medições da temperatura da chama ou através de análises aos gases de exaustão da câmara. Existem várias relações empíricas para η como por exemplo a equação de Odgers-Carrier [3]

$$\log \log (1/\eta) = 0.911 \log \psi_{300} + 8\, C_1 + C_2 - 1.097 \tag{6.10}$$

com

$$\psi_{300} = \psi_t \left(10^{-3.054 C_3^{-1.205}}\, t^{1.2327 C_3^{-1.205}} \right)^{-1}$$

$$\psi_t = \frac{m_f}{V_{rz} P^{C_4}} \qquad (6.11)$$

para $\phi \geq 1$

$C_1 = 1/\phi$
$C_2 = 0.736 - 0.0173\ (P/\Delta P)$
$C_3 = \phi$
$C_4 = 2/\phi$

para $\phi < 1$

$C_1 = \phi$
$C_2 = 0.515 - 0.0121\ (P/\Delta P)$
$C_3 = 1$
$C_4 = 2\phi$

t e *P* são as temperaturas do ar á entrada na câmara de combustão, ΔP a perda de pressão na câmara, m_f é o caudal de combustível e V_{pz} é o volume da zona primária da câmara. O parâmetro ψ_t é conhecido como a carga cinética do combustível á temperatura *t*.

Define-se intensidade de combustão como

$$I_c = \frac{P_{cc}}{V_{cc} p^n} \qquad 6.12)$$

com V_{cc} o volume da câmara de combustão e p a sua pressão *n* é uma constante que varia entre 1 e 2 conforme os autores. Em câmaras de combustão aeronáuticas I_c pode exceder 500 $MWm^{-3}\ atm^{-1}$ [16].

A perda de pressão de estagnação nas câmara de combustão deve-se a duas causas distintas: a) Viscosidade e turbulência associada á estabilização da chama, b) Aumento de temperatura numa conduta de secção (aproximadamente) constante. A perda devida a a) frequentemente chamada de *perda fundamental* é o resultado da aceleração do escoamento devida á diminuição da densidade do mesmo. A razão entre as pressões de entrada e saída da câmara p_{02}/p_{01} pode exprimir-se analiticamente em função dos números de Mach nas mesmas secções. Para temperaturas correntes em turbinas a gás, a perda limita-se a 2 ou 3 vezes a pressão dinâmica ($\rho V^2/2$). A perda associada a b) é muito mais importante (da ordem de 20 vezes a pressão dinâmica) e, infelizmente, menos tratável analiticamente, tendo que recorrer-se normalmente ao banco de ensaios para determinar o seu valor.

5.1 Câmaras de Combustão

A câmara de combustão é o componente da instalação onde ocorre a maior variação de entalpia do sistema. Trata-se de um gerador de gás cuja expansão irá realizar trabalho na turbina. Os critérios que presidem ao projecto da câmara de combustão de uma turbina a gás são:

1. Estabilidade da chama em todos os regimes de funcionamento
2. Eficiência de combustão em todos os regimes
3. Pequena perda de pressão
4. Compacticidade
5. Facilidade de ignição

Estas exigências são todavia, mutuamente incompatíveis já que a estabilidade, eficiência de mistura ar-combustivel e combustão melhoram com o aumento do volume e turbulência, o que geralmente consegue-se á custa de uma perda de pressão mais ou menos acentuada na câmara. Assim é necessário encontrar soluções de compromisso na fase de anteprojecto em que se estabelecem as principais proporções da câmara. Estas normalmente não variam muito de desenhos anteriores de comprovada eficiência. O projecto final dependerá fortemente do resultado de ensaios realizados com modelos geométrica e aerodinâmicamente semelhantes. A criação de modelos analíticos para o escoamento em câmaras de combustão ainda está numa fase incipiente devido ás dificuldades de caracterização de um sistema aerotermodinâmico com reacções químicas, transferência de calor e massa e variações de fase (evaporação do combustível).

Ao contrário dos motores de combustão interna, a combustão em turbinas a gás ocorre continuamente e a mistura é queimada com grande excesso de ar de forma a manter a temperatura dos gases em níveis aceitáveis (por considerações de resistência de materiais) para a turbina. De facto o excesso de ar é tão grande que uma mistura (ar-combustivel) uniforme não conteria suficiente combustível para suportar a combustão. Assim são necessárias câmaras de combustão com regiões diferenciadas onde ar e combustível possam reagir nas condições mais convenientes do ponto de vista de eficiência e estabilidade, nas diversas condições de funcionamento. A estabilização da chama é um problema particularmente difícil nas turbinas a gás aeronáuticas devido á necessidade de achar uma solução de compromisso entre condições de funcionamento ao nível do mar e em altitude (onde a temperatura e a pressão são muito mais baixas).

A estabilização da chama numa corrente de ar realiza-se em geral, pela criação de uma zona de recirculação na qual os gases de combustão se misturam com a corrente de mistura ar-combustivel proporcionado assim uma continua fonte de ignição. A razão para este procedimento é que as velocidades das chamas (laminares ou turbulentas) de hidrocarbonetos são demasiado baixas (< *2 m/s*) para evitar que a chama seja apagada pelo *sopro* da corrente de ar. A figura 6.2a mostra valores típicos destas velocidades e a figura 6.2b especifica para o propano (á pressão atmosférica), considerando várias temperaturas de entrada da mistura.

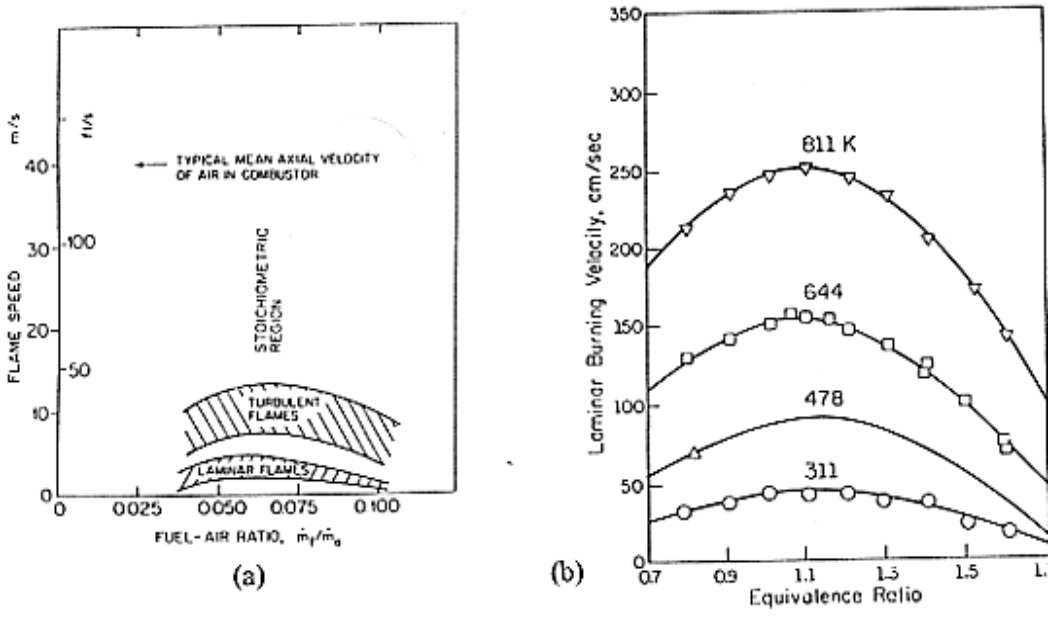


Figura 6.2 (a) Variação da velocidade da chama com a razão combustivel-ar. (b) Velocidade da chama laminar para o propano.

A taxa de propagação da chama numa mistura de reagentes é limitada pela turbulência da mistura ou pela cinética química (esta por sua vez é fortemente dependente das condições de pressão e temperatura da câmara). A chama permanecerá estacionária numa corrente de mistura de reagentes se a velocidade relativa da chama é igual ou superior á velocidade da mistura.

A maneira mais simples de estabilizar uma chama é pela introdução se um obstáculo ao escoamento em cuja esteira surge uma zona de turbulência com vórtices que geram a necessária recirculação (e inversão do escoamento) dos gases (figura 6.3a). A injecção e mistura ar-combustivel ocorre a montante do obstáculo. A zona de recirculação tem usualmente um comprimento 2 a 5 vezes maior que o diâmetro do obstáculo que a gera. A forma deste é pouco relevante desde que proporcione *abrigo* suficiente para a chama. Todavia é determinante para o comprimento da zona de recirculação, conforme ilustra a figura 6.3b.

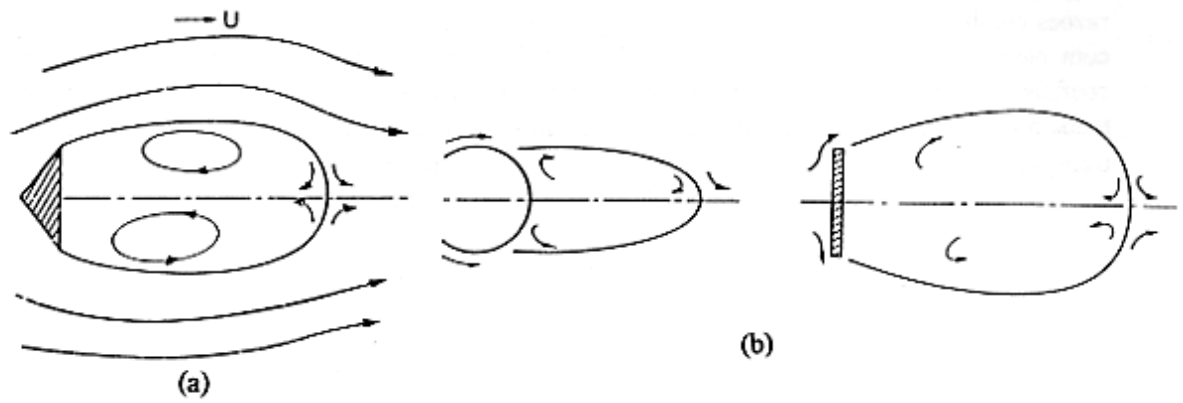


Figura 6.3 Recirculação induzida por obstáculo com várias formas.

Por exemplo um simples disco com o eixo coaxial ao de uma conduta cilíndrica onde esteja colocado permite obter resultados satisfatórios quanto á estabilidade de chama conforme mostram os resultados experimentais de Zubay ilustrados graficamente na figura 6.4a (note-se que a formula em abcissas está em unidades inglesas u_{ext} em $ft\ s^{-1}$; p em $lbf\ in^{-2}$; D em polegadas)[12]. O parâmetro u_{ext} é a velocidade de extinção da chama, i.e. a velocidade máxima do escoamento (medida na secção mínima de passagem) á qual a chama se apaga. Barrère e Mestre realizaram experiências similares com obstáculos de diferentes formas (todos com a mesma largura de 5 mm) numa conduta de secção rectangular (com 30 mm de largura) e obteve os resultados da figura 6.4b. A curva 1 refere-se a uma fita plana com o lado mais largo segundo a normal ao escoamento, a curva 2 refere-se a uma cunha com o angulo a 90^0 voltado para o escoamento e a curva 3 refere-se a um cilindro de eixo perpendicular ao escoamento.

Para *condições estéquiometricas* e em unidades SI a velocidade de extinção da correlação de Zubay escreve-se

$$u_{ext} = 0.1178\ P_1^{0.95}\ D_1^{0.85} \qquad (6.13)$$

Estes resultados permitem concluir que obstáculos com grande diâmetro num escoamento de alta pressão dão as maiores velocidades de extinção. Por exemplo um disco de 1`` numa mistura estéquiometrica a 1 atm tem uma velocidade de extinção de aproximadamente 300 m/s.

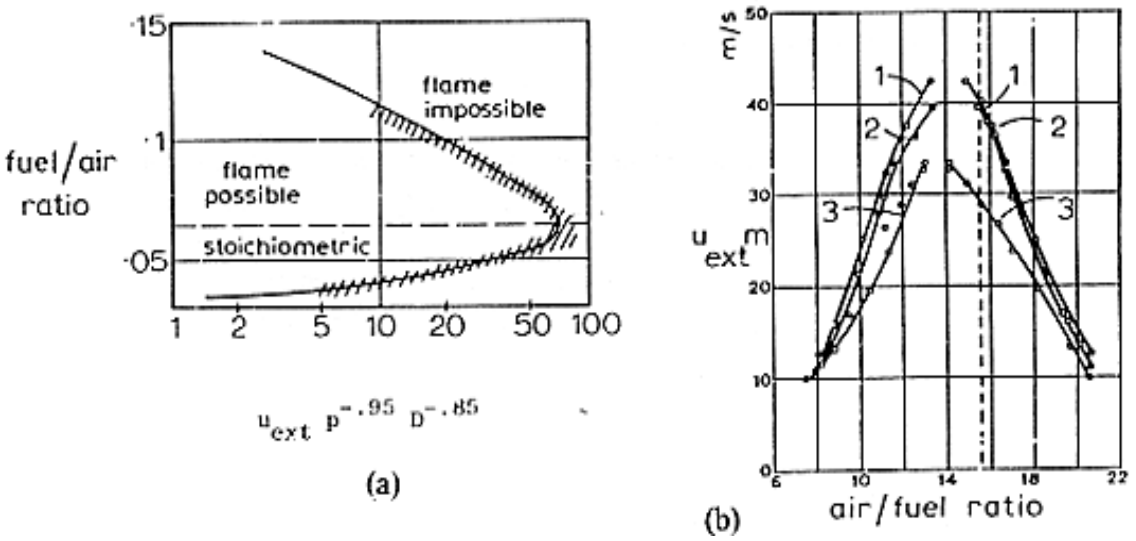


Figura 6.4 Velocidade de extinção da chama por (a) Zubay (b) Barrère e Mestre .

A forma das curvas dos gráficos da figura 6.4 é característica em processos de combustão e define os limites de flamabilidade de um escoamento de mistura ar-combustivel. O domínio onde ignição e combustão são (ambas) possíveis é em geral mais restrito. Ou seja, é possível ter pontos de funcionamento da câmara de combustão tais que, caso a chama se apague, não é possível a sua reignição. Conforme mostram as curvas há tendência para maior estabilidade das misturas ricas, i.e. razões combustível / ar maiores que a estéquiometrica. Esta assimetria é característica de combustíveis com elevado peso molecular e combustão estabilizada por pequenos obstáculos. Deve-se ao baixo coeficiente de difusão laminar daquelas moléculas (de movimentos lentos) na zona de recirculação, e tende a desaparecer para elevados números de Reynolds devido á maior importância dos processos de transporte turbulentos [12]. Note-se que em geral, os extremos de funcionamento, rico e pobre, não estão bem definidos e dependem muito da geometria do sistema.

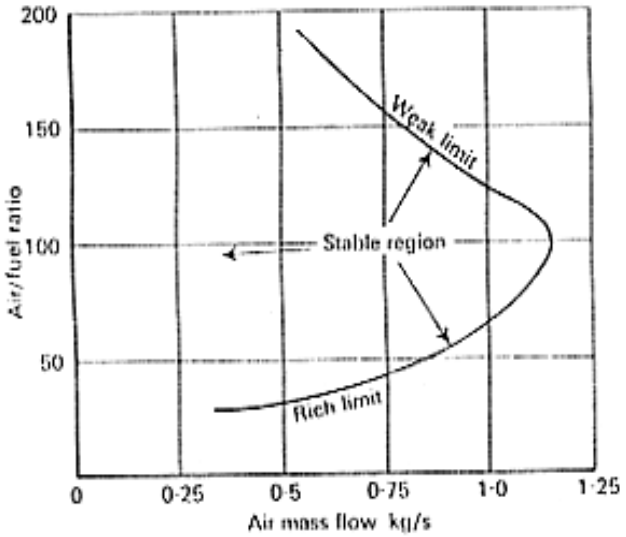


Figura 6.5 Curva característica de estabilidade de uma chama

Estas formas de estabilização de chama estudadas até agora são muito eficientes mas bastante elementares. A estabilidade pode ainda ser significativamente aumentada se se limitarem as trocas de fluido entre a zona de recirculação e o escoamento principal, o que

pode ser feito flanqueando o obstáculo com peças laterais desenhadas de forma a *proteger* ainda mais a zona de chama e controlar o acesso de ar para a combustão. Os desenhos de câmaras de combustão evoluíram no sentido da maior compacticidade, e menores emissões de poluentes (ou seja eficiências mais elevadas em todos os regimes). Para esse fim criaram-se zonas de recirculação mais enérgica com o uso dispositivos conhecidos como *swirlers* que imprimem um movimento de rotação á mistura combustível, criando uma depressão no eixo da zona de recirculação, que promove a evaporação (no caso de combustíveis líquidos), mistura e combustão. O uso de um ou mais *swirlers* é praticamente universal em câmaras de combustão de turbinas a gás tanto aeronáuticas como estacionárias (terrestres e marítimas). Um outro domínio de desenvolvimento para aplicações estacionárias são as câmaras de combustão catalíticas como a da figura 6.6f

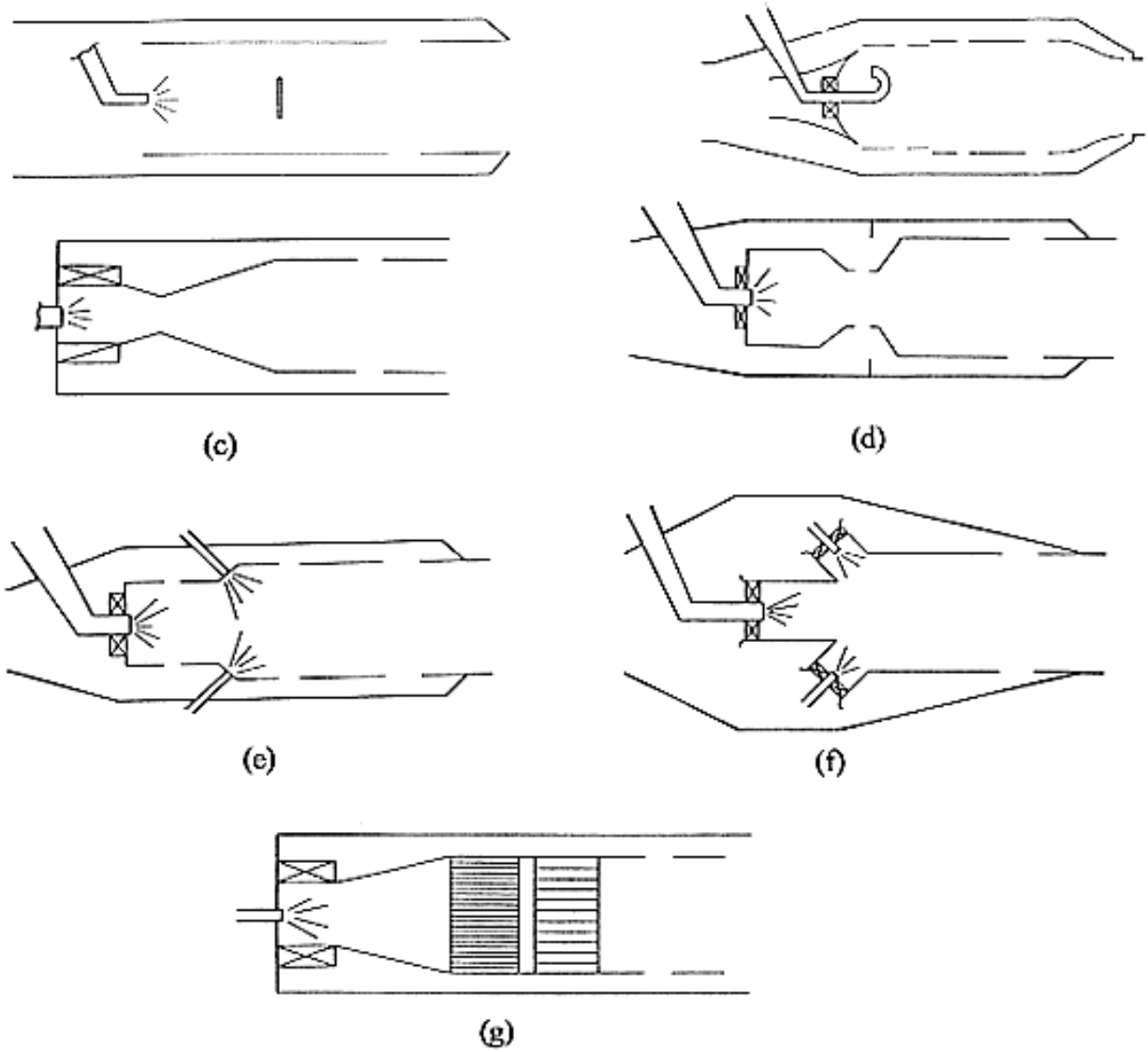


Figura 6.6 Evolução das formas de câmaras des combustão de turbinas a gás.

Nas câmaras de combustão de turbinas a gás a parte inicial, conhecida como *zona primária*, (ou de recirculação) admite cerca de 25% do caudal total e realiza a evaporação, mistura (aproximadamente estéquiometrica) e inicio de combustão, a região seguinte - *zona secundária*, completa o processo de oxidação dos fragmentos combustíveis e na parte final, a *zona de diluição* realiza a mistura dos gases de combustão com ar secundário de forma a baixar a sua temperatura e obter ter o perfil de temperaturas desejado á entrada da turbina.

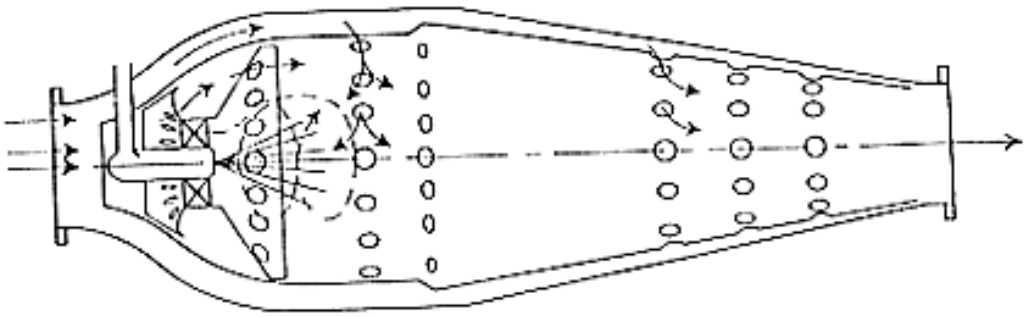


Figura 6.7 Distribuição do ar pelas zonas primária, secundária e de diluição, de uma câmara de combustão típica de turbinas a gás.

As paredes da câmara são refrigeradas por um filme de ar injectado tangencialmente junto á parede por pequenos orifícios distribuídos por posições convenientes de forma a evitar zonas demasiado quentes que poderiam reduzir grandemente a vida do componente. Também as instabilidade de combustão devem ser evitadas pois podem induzir vibrações de origem aerodinâmica que podem degradar mecanicamente a câmara.

Repare-se que em qualquer dos casos ilustrados na figura 6 a câmara têm uma geometria fixa o que significa que a razão de equivalência no tubo de chama aumenta com a diminuição da temperatura de saída da câmara e, consequentemente a velocidade de extinção da chama aproximar-se-á da velocidade do escoamento até que, para misturas suficientemente pobres a chama extinguir-se-á. Uma forma de resolver este problema que constitui um domínio de investigação activa é a introdução de estruturas de geometria variável (válvulas) de forma a controlar activamente a distribuição do ar pelas diferentes zonas da câmara e assim conseguir um funcionamento estável em todos os regimes.

6.2 Definição Geométrica da Câmara de Combustão

A configuração geométrica escolhida para a câmara de combustão da instalação é do tipo mais elementar (veja-se apêndice 9.12) semelhante á da figura 6.6a, visto que não está previsto nenhum programa de ensaio para optimização de uma configuração mais elaborada. O seu projecto é portanto uma questão de determinar a razão de diluição necessária para obter uma determinada temperatura á saída da câmara. Assim se a temperatura pretendida é

$$T_{02} = \frac{(1+f)m_a T_{0a} + (m_1 - m_a)T_{01}}{fm_a + m_1} \tag{6.14}$$

T_{01} - Temperatura á entrada da câmara
T_{0a} - Temperatura adiabática da chama
m_1 - Caudal á entrada da câmara de combustão

o caudal no tubo de chama deverá ser

$$m_a = \frac{(T_{01} - T_{02})}{(T_{02} - T_{0a})f + (T_{01} - T_{0a})} m_1 \tag{6.15}$$

e o caudal entre o tubo de chama e o tubo exterior é

$$m_b = m_1 - m_a \tag{6.16}$$

A razão de diluição será $r_d = m_a / m_b$ (6.17)

Considere-se agora que o diâmetro escolhido para o disco estabilizador é D_1 e para o tubo de chama D_2 (diâmetro interior ; espessura e_{s2}). O diâmetro interior da câmara D_3 obtém-se como segue

$$\frac{(1+f)m_a}{m_b} = C_d \frac{\rho_a}{\rho_b}\frac{V_a}{V_b}\frac{A_a}{A_b} \tag{6.18}$$

$$A_a = \frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_1^2\right) - n\frac{e_{s1}}{2}\left(D_2 - D_1\right) \tag{6.19}$$

$$A_b = \frac{\pi}{4}\left[D_3^2 - \left(D_2^2 + 2e_{s2}\right)^2\right] \tag{6.20}$$

$$r_\rho = \rho_a / \rho_b \qquad ; \qquad V_a / V_b \sim 1 \tag{6.21}$$

$$D_3 = \left[\frac{4}{\pi}\frac{r_\rho}{r_d}\frac{C_d}{(1+f)}A_a + \left(D_2 + 2e_{s2}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{6.22}$$

No calculo da área do orifício anular considerou-se o efeito da presença de n tirantes de suporte do disco de espessura e_{s1} e do coeficiente de descarga C_d , para o qual (na ausência de melhor informação) tomou-se um valor típico ($C_d \sim 0.6$) para orifícios simples (veja-se secção 7.1 para definição de *Cd*).

Note-se que ρ_a é a densidade da mistura propano - ar (cuja temperatura é diferente da do ar á entrada da câmara), enquanto que ρ_b é a densidade do ar á entrada. O diâmetro do injector foi escolhido de forma a que a velocidade de injecção do gás seja aproximadamente igual á velocidade do ar á entrada na câmara. É importante evitar velocidades excessivas para que o jacto não seja deflectido para a parede mas sim arrastado (e misturado) pela corrente para a zona de combustão.

A câmara foi projectada para condições de serviço próximas da máxima potência previsível na instalação - 63.5 kW - mas a experiência com câmaras do mesmo género mostra que este valor pode, se necessário, ser largamente excedido. Nestas condições a razão de equivalência no tubo de chama é 1, o que significa que para qualquer regime de funcionamento abaixo deste será $\phi > 1$ ou seja haverá excesso de ar. Algumas das constantes usadas no projecto (recolhidas de tabelas termodinâmicas) são

$m_1 = 0.320\ kgs^{-1}$
$P_{01} = 220000\ Pa$
$Pr_1 = 0.705$
$R_{propano} = 189\ Jkg^{-1}K$

$R_1 = 287\ Jkg^{-1}K$	$R_2 = 292\ Jkg^{-1}K$
$T_{01} = 773\ K$	$T_{02} = 923\ K$
$c_{p1} = 1093\ Jkg^{-1}K$	$c_{p2} = 1126\ Jkg^{-1}K$
$\mu_1 = 3.61 \cdot 10^{-5}\ Nsm^{-2}$	$\mu_a = 9.55 \cdot 10^{-5}\ Nsm^{-2}$
$k_1 = 0.0565\ Wm^{-1}K^{-1}$	$k_a = 0.486\ Wm^{-1}K^{-1}$
$k_m = 18.3\ Wm^{-1}K^{-1}$	$e_m = 0.89$

A notação utilizada é coerente com a restante notação desta secção. Recorde-se que os índices *1* e *2* - designam respectivamente condições á entrada e saída da câmara, *a*

condições no tubo de chama e *m* condições referentes ao metal (e_m é a emissividade do mesmo). A temperatura assumida á entrada T_{01} é um parâmetro de projecto importante e *pressupõe uma elevada eficiência do permutador.* Mais uma vez o programa utilizado no projecto - COMBUST1 - encontra-se anotado de forma que a sequência de calculo é facilmente entendida.

O programa COMBUST2 é uma modificação de COMBUST1 para uma geometria de câmara do género da figura 6.8. Considerou-se o caso de a câmara ter um difusor á entrada, conceito que é comum em câmaras de turbina a gás e tem como objectivo diminuir a velocidade á entrada do tubo de chama. No entanto neste caso o que se pretende não é tanto desacelerar o escoamento (o que ocorre á entrada do tubo de chama) mas sim distribuir a corrente com maior precisão (menor efeito do coeficiente de descarga do orifício anular) para as passagens primária e o secundária.

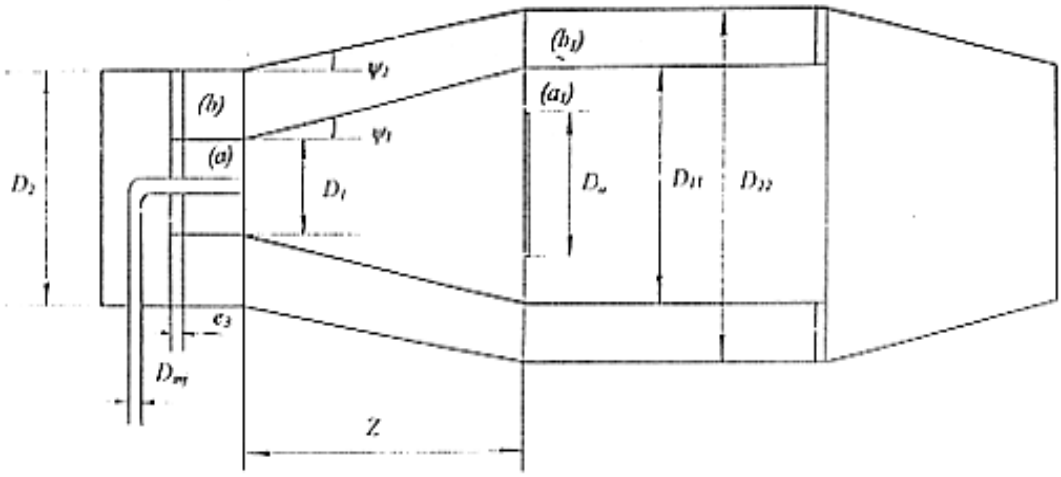


Figura 6.8 Esquema de uma câmara de combustão com difusor.

Neste desenho caso se estabeleça $\psi_1 = 7.5^0$ (o máximo recomendado para se evitar perdas por separação), o único grau de liberdade que resta é ψ_2 ($\leq 2\psi_1$) já que para manter a câmara tão compacta quanto possível a área de passagem do ar secundário mantém-se constante. A área de entrada do ar primário fez-se igual á área anular entre o disco e a parede do tubo de chama. Com base nestas considerações e usando a notação da figura 6.8 obtêm-se os seguintes resultados

$$A(a) = \frac{r_\rho}{1+f} A(a_1) \qquad (6.23)$$

$$A(b) = A(b_1) \qquad (6.24)$$

$$A(a) = r_d\, A(b) \qquad (6.25)$$

com

$$A(a) = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_{inj}^2\right) - \frac{D_{inj}}{2}\left(D_1 - D_{inj}\right) \qquad (6.26)$$

$$A(b) = \frac{\pi}{4}\left[D_2^2 - \left(D_1^2 + 2e_{s1}\right)^2\right] - n_3 \frac{e_{s3}}{2}\left[D_2 - \left(D_1 + 2e_{s1}\right)\right] \qquad (6.27)$$

$$A(b_1) = \frac{\pi}{4}\left[D_{22}^2 - \left(D_{11}^2 + 2e_{s1}\right)^2\right] \tag{6.28}$$

$$A(a_1) = \frac{\pi}{4}\left(D_{11}^2 - D_a^2\right) - n_2 \frac{e_{s2}}{2}\left(D_{11} - D_a\right) \tag{6.29}$$

$$tg\psi_1 = \frac{D_{11} - D_1}{2Z} \qquad ; \qquad tg\psi_2 = \frac{D_{22} - D_2}{2Z} \tag{6.30}$$

Com e_{s1} a espessura da parede do tubo de chama, e_{s2} e n_2 respectivamente a espessura e numero dos tirantes de suporte de disco e e_{s3} e n_3 respectivamente a espessura e o número dos tirantes de suporte do tubo de chama (á entrada). Sendo D_2 fixo os diversos diâmetros D_1 , D_{11} , D_a e D_{22} obtêm-se a partir das condições (6.23) a (6.30). Para poupar o leitor a uma série de cálculos fastidiosos indica-se apenas o procedimento de calculo (que se encontra no programa COMBUST2) : De (6.25) obtém-se D_1 que substituindo em (6.27) permite obter $A(b)$. De (6.24) obtém-se D_{22} que substituindo em (6.30) permite obter D_1 . E finalmente de (6.23) obtém-se D_a .

Esta geometria, apesar de interessante é de construção bastante mais difícil e onerosa pelo que acabou por ser abandonada visto que concluiu-se que a eventual melhoria no desempenho não justificava o acréscimo de complexidade. A câmara de desenho mais simples (apêndice 9.12) tem uma geometria semelhante a algumas câmaras do Laboratório de Termodinâmica Aplicada do I.S.T. que já demonstraram um desempenho satisfatório em termos de potência e estabilidade.

6.3 Determinação da Temperatura da Parede do Tubo de Chama

A parede do tubo de chama (a secção de tubo no interior) da câmara de combustão é submetida a uma solicitação térmica por convecção e radiação importante. O calculo da sua temperatura pode realizar-se, numa perspectiva unidimensional, assumindo que o tubo de chama apenas conduz radialmente. Assim, em condições de equilíbrio, os fluxos de calor para a face interior do tubo, através da parede deste e da face exterior para a parede da câmara são iguais e por aplicação das equações (4.6) a (4.8) e (4.26) a (4.28) obtém-se

$$q_{R1} + q_{C1} = q_{K12} = q_{R2} + q_{C2} \tag{6.31}$$

com

$$q_{R_1} = F_\varepsilon A_1 \sigma(\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{w1}^4) \tag{6.32}$$

$$q_{R_2} = \sigma F_\varepsilon (T_{w2}^4 - T_{cc}^4) \tag{6.33}$$

$$q_{c1} = h_1 A_1 (T_g - T_{w1}) \tag{6.34}$$

$$q_{c2} = h_2 A_2 (T_{w2} - T_a) \tag{6.35}$$

$$q_{k12} = (k_w / x_w)\, A_w\, (T_{w1} - T_{w2}) \tag{6.36}$$

Os coeficientes de convecção para utilizar em (6.34) e (6.35) são respectivamente

$$h_1 = 0.017\, (k_g / D_{h1})\, Re^{0.8} \tag{6.37}$$

$$h_2 = 0.021\, [\ 1 + (D_{h2} / L)^{0.7}\ ]\, (k_a / D_{h2})\, Re^{0.8}\, Pr^{0.4} \tag{6.38}$$

Índices

1 - parede interior do tubo de chama
2 - parede exterior do tubo de chama
cc - parede interior da câmara de combustão
a - ar
g - gás no tubo de chama
w - parede
L - comprimento do tubo de chama
D_{h1} - diâmetro hidráulico do tubo de chama
D_{h2} - diâmetro hidráulico da passagem entre o tubo de chama e a parede da câmara de combustão

A resolução das equações (6.31) a (6.36) é feita iterativamente, por exemplo da seguinte forma:

1. Estipula-se um valor para T_{w1}
2. Calcula-se q_{R1} e q_{C1}
3. De (6.35) tira-se $T_{w2} = T_{w1} - (x_w / k_w)\ (q_{R1}+q_{C1})$
4. Calcula-se $X = (q_{R1} + q_{C1}) - (q_{R2} + q_{C2})$
5. Se $X > 0$ o valor escolhido para T_{w1} é inferior ao correcto e deve ser incrementado
6. Itera-se em T_{w1} até obter satisfatória convergência (i.e. $X \approx 0$)

Para as condições de projecto obtêm-se os seguintes resultados

$I_c = 51$ MW m^{-3} atm^{-1}
$r_d = 15.49$

$V_m = 21\ ms^{-1}$
$V_{ext} = 908\ ms^{-1}$

$\varepsilon_g = 0.020$
$\alpha_g = 0.065$

$T_g = 2833$ ºC
$T_{w1} = 1139$ ºC
$T_{w2} = 1113$ ºC

$q_{R1} = 1.164$ kW
$q_{C1} = 7.723$ kW
$q_{R2} = 6.698$ kW
$q_{C2} = 2.786$ kW
$q_{K12} = 9.487$ kW

Repare-se enorme valor da intensidade de combustão na câmara que resulta do facto desta ser muito compacta. A velocidade média do escoamento na câmara V_m tem um valor muito inferior á velocidade de extinção da chama V_{ext} (correlação de Zubay - fig. 6.4a) para condições de mistura estéquiométrica. O valor para a temperatura adiabática da chama é provavelmente exagerado (devido aos feitos dissociativos a baixa pressão) mas é necessário ter em conta que o ar já entra na câmara muito aquecido (400 - 500 ºC) no permutador. A câmara funciona, como era previsível com um excesso de ar muito grande como indica o valor de r_d . A emissividade e absorvidade são baixas mas normais para combustíveis gasosos. O elevado valor de T_g justifica as potências de transferência convectiva e radiativa indicadas assim como as temperaturas da parede do tubo de chama. Como não se considerou T_w um factor limitante no projecto, não foi incorporado na câmara

nenhum dispositivo de refrigeração da parede. Visto que a pressão na câmara é baixa a solicitação mecânica também o será e por conseguinte aqueles valores de T_w , que são, recorde-se, os valores *máximos* previsíveis deverão ser suportados.

A ignição da câmara será, em principio, assegurada por um sistema semelhante á ignição em motores Otto, um gerador de sinais (suficientemente potente) excitará uma bobine que por sua vez fornecerá um sinal de alta tensão a uma vela de ignição colocada na parede do tubo de chama. O sistema deverá - se possível - emitir faíscas em continuo até haver garantia de deflagração da mistura. Também na parede no tubo de chama será executada uma janela para colocação de um sensor de infravermelhos dirigido para a zona primária conforme indicado no desenho de projecto. Este sensor tem uma resposta á extinção da chama muito mais rápida do que o termopar colocado á saída da câmara.

O arranque e operação da câmara deverá ser efectuado com cuidado e atendendo a normas de segurança. Nomeadamente deve haver um sistema de corte automático (possivelmente temporizado) da injecção de gás no caso de haver injecção sem que haja chama durante um certo período. Esta situação pode ocorrer no arranque ou numa situação de extinção de chama por mistura excessivamente pobre. Em ambos os casos recomenda-se que, após o corte da injecção, faça-se a ventilação da câmara e permutador com ar proveniente da fonte auxiliar para evitar a acumulação de gás nestes componentes e a possível explosão numa situação de re-arranque.

6.4 Aspectos Mecânicos e Ruído

O comportamento acústico poderá vir a ser importante no uso pratico da instalação já que é sabido que tanto permutadores como câmaras de combustão podem exibir comportamentos acústicos e vibracionais complexos induzidos pelo escoamento no seu interior. Em particular alguns tipos de permutadores de superfície tubular e *plate-pin* têm tendência a gerar um silvo para certas gamas do numero de Reynolds [13]. O turbocompressor por seu lado em condições de funcionamento estável e a avaliar pelos grupos montados em motores Diesel, apenas produzirá um ruído pouco intenso de alta frequência, quase no domínio dos ultra-sons para alguns regimes de funcionamento [7]

$$f = \frac{N n_p}{60} \tag{6.39}$$

N é a velocidade de rotação (rpm) e n_p o numero de pás da roda da turbina. Esta frequência pode ser duplicada no caso da voluta da turbina ter duas entradas, dependendo da disposição interior. Assim para uma turbina com 11 pás (como a do turbocompressor TEO679) funcionando num regime de 75000 rpm a frequência emitida será aproximadamente f = 13.75 khz.

Não foi realizada nenhuma análise das tensões mecânicas a que os diversos componentes da instalação estarão submetidos. Do ponto de vista das pressões médias de operação a solicitação mecânica certamente não constituirá problema. O mesmo já não se pode afirmar no que respeita á solicitação de origem térmica, particularmente no recuperador e na câmara de combustão. Supõe-se que a rápida uniformização térmica do permutador evite diferenciais de dilatação importantes, ou que, caso estes existam, possam ser acomodados pela estrutura, visto que as placas são pequenas e não estão rigidamente ligadas umas ás outras.

A figura 6.9a mostra o aspecto de uma instalação de teste de turbocompressores não regenerativa.

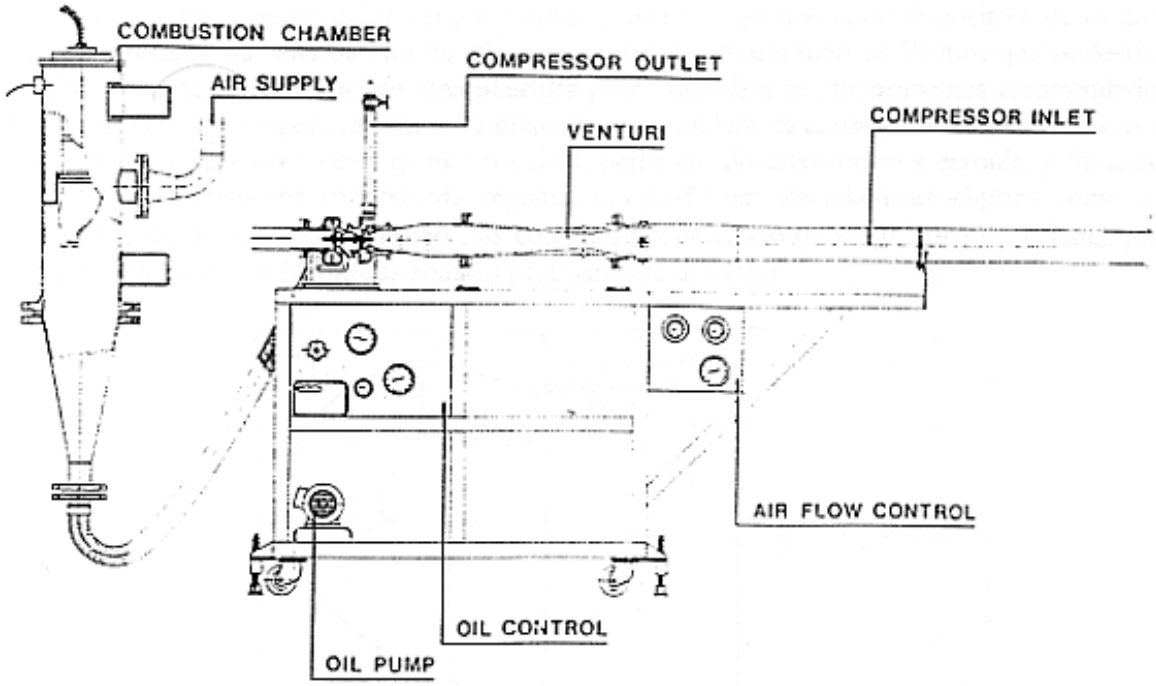


Figura 6.9 Instalação de ensaio de turbocompressores.

Encontram-se em apêndice (9.13) desenhos globais da presente instalação.

7. Instrumentos de Medida

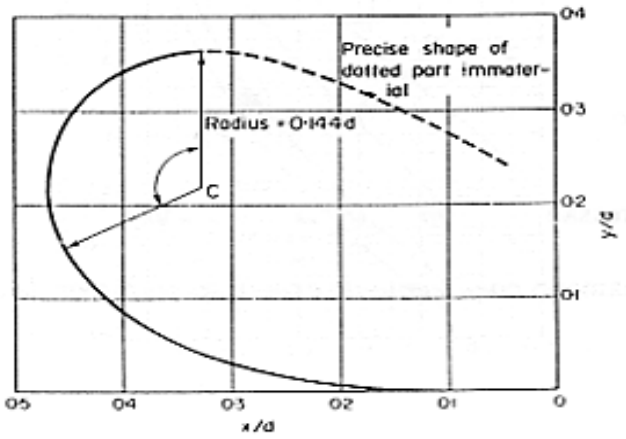
7.1 Medida do caudal de ar

A medida do caudal de ar admitido pela instalação é efectuada por uma tubo de Venturi clássico projectado de acordo com a Norma Internacional ISO 5167-1980(F) [2] e encontra-se em apêndice (9.8). Este procedimento evita as complicações associadas á calibração de um instrumento de medida não-standard. A Norma dá também indicações de erros limites das diversas grandezas do calculo assim como tolerâncias na definição geométrica do tubo de Venturi.

O tubo de Venturi é um dispositivo de medida de caudal com base num diferencial de pressões, resultante de uma variação da velocidade do escoamento entre duas secções de diferente área da mesma conduta. Existem muitos dispositivos de medida de caudal baseados neste principio, por isso o critério de escolha do tubo de Venturi foi o seguinte:

1. É o dispositivo de medida do género que perturba menos o escoamento, factor importante neste caso particular visto que o ar está a ser admitido na turbomáquina onde vão ser efectuadas várias outras medidas.
2. É o dispositivo que apresenta menor irreversibilidade, i.e. uma perda de pressão 4 a 6 vezes mais baixa (veja-se figura) do que tubeiras ou diafragmas (simples placas finas onde foi efectuado um orifício de diâmetro apropriado á realização medida).
3. Exige menores comprimentos de tubo a montante e a jusante para obtenção do perfil de velocidade desejado.

Em qualquer dos dispositivos de medida do género é sempre necessário assegurar que o perfil de velocidades do escoamento na secção de medida é simétrico. Para este fim deve colocar-se uma secção de conduta recta suficientemente comprida a montante e a jusante das tomadas de pressão de forma a criar condições de escoamento turbulento de perfil completamente desenvolvido. Os comprimentos de conduta necessários variam conforme o tipo e geometria de dispositivo de medida e encontram-se tabelados na referida Norma. No caso particular de um tubo de Venturi que se destine a medir caudal admitido directamente de uma abertura para atmosfera os comprimentos recomendados a montante e a jusante são respectivamente, 30 diâmetros da conduta de entrada e 4 diâmetros da menor secção do Venturi. Para evitar, tanto quanto possível, perturbar do escoamento á entrada, a tomada de ar deve ser convenientemente arredondada segundo um perfil aproximadamente elíptico como a da figura 7.1 (d é o diâmetro interno do tubo ; as coordenadas de C são (0.325,0.219)) [25]. Estes perfis têm coeficientes de descarga (definidos abaixo) praticamente unitários.



1

Figura 7.1 Perfil da tomada de ar da instalação.

Em apêndice 9.7 pode ver-se um esboço da tomada de ar para a instalação com uma câmara de pleno e o respectivo filtro.

Considere-se então que numa conduta com uma área de passagem interna a_1 foi colocada uma obstrução que lhe reduz a área de passagem para a_2. A razão de áreas é $\beta = a_2 / a_1$ ou seja, para condutas de secção circular $\beta = (d_2 / d_1)^2$. Não havendo troca de trabalho nem de calor na conduta são válidas as seguintes relações (despreza-se o termo de energia potencial gravitica)

Equação da energia $h_0 = h + V^2/2 =$ constante (1.24)

Equação da continuidade $m = \rho\, aV =$ constante (2.10)

Equação dos gases prefeitos $p = \rho RT$ (1.11)

Fazendo a aproximação de escoamento adiabático e isentropico (invíscido)

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \tag{1.23}$$

e obtém-se de (1.23) e (1.24) (veja-se secção de termodinâmica (1.14) e (1.18))

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \tag{7.1}$$

e de (2.10)

$$V_1 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \frac{a_2}{a_1} V_2 \tag{7.2}$$

resolvendo (7.1) e (7.2) para V_2 e usando (1.23) obtém-se, depois de alguma manipulação algébrica

$$m = \rho_2 a_2 V_2 = a_2 \left\{ \frac{2 p_1 \rho_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \tau^{\frac{2}{\gamma}} \left(1 - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}{1 - \beta^2 \tau^{\frac{2}{\gamma}}} \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{7.3}$$

com $\tau = p_2 / p_1$. Escrevendo $$p_1 = \frac{\Delta p}{1 - \tau} \tag{7.4}$$

vem para m a seguinte expressão: $m = \alpha\, \varepsilon\, a_2\, (2\, \rho_1\, \Delta p)^{1/2}$ (7.5)

com $\Delta p = p_1 - p_2$ e ε o chamado *coeficiente de expansão* ou *factor de compressibilidade*

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{\gamma \tau^{\frac{2}{\gamma}}}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{1 - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \tau} \right) \left(\frac{1 - \beta^2}{1 - \beta^2 \tau^{\frac{2}{\gamma}}} \right) \right]^{1/2} \tag{7.6}$$

igual á unidade para fluidos incompressíveis e inferior para fluidos compressíveis; $\alpha = CE$ é o chamado *coeficiente de débito*, *E* é o *coeficiente de velocidade de aproximação*

$$E = (1 - \beta^2)^{-1/2} \tag{7.7}$$

e *C* o *coeficiente de descarga*, ou seja a razão entre o caudal teórico e o caudal real na constrição

$$C = m / m_t \tag{7.8}$$

introduzido para corrigir efeitos de camada limite e de *vena contracta* na secção de menor área. Existem formulas empíricas, do tipo polinomial em β e no numero de Reynolds para o coeficiente de descarga que resultam em valores que variam entre $\approx$1 para Venturis e 0.6 para diafragmas. A rugosidade do tubo desempenha também um papel importante no valor de *C*. Para tubos de Venturi de perfil clássico e de secção convergente maquinada o coeficiente de descarga *C* vale 0.995, desde que a geometria e o escoamento satisfaçam as seguintes condições

$$\begin{aligned} 0.05 \leq\ & d_1 \ \leq\ 0.25 \\ 0.4 \leq\ & d_2/d_1 \leq\ 0.75 \\ 2{\cdot}10^5 \leq\ & Re \leq\ 10^6 \\ & \tau\ \geq 0.75 \end{aligned} \tag{7.9}$$

O numero de Reynolds é calculado com base em d_2.

Como pode observar-se na figura 7.2 a perda de pressão nos tubos de Venturi em função do parâmetro $m = a_2 / a_1$ é inferior a qualquer dos outros dispositivos de medida de caudal.

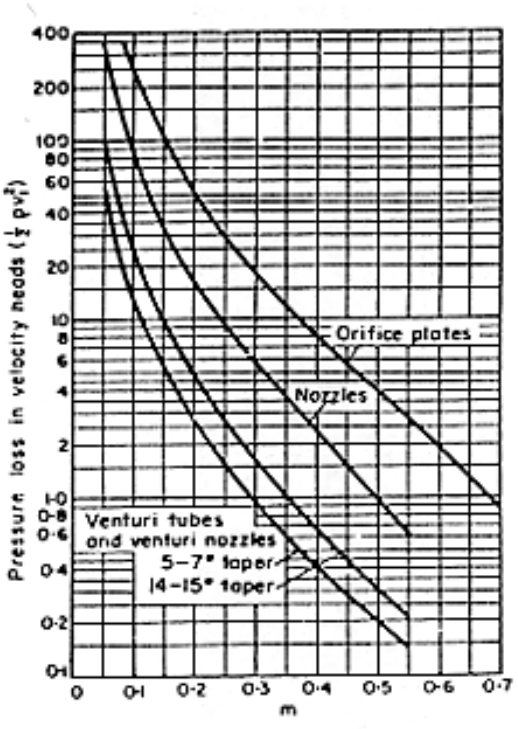


Figura 7.2 Perda de pressão em orifícios tubeiras e Venturis

A geometria básica do tubo de Venturi compreende uma secção de entrada cilíndrica de comprimento igual ao diâmetro d_1 , uma secção convergente (troco-cónica) segundo um

angulo de 21° seguida de outra secção cilíndrica de comprimento igual ao diâmetro d_2 e finalmente uma secção divergente segundo 7 a 15° que actua como um difusor permitindo a recuperação progressiva da pressão e evitando as expansões súbitas dissipadoras de energia (por geração de turbulência), responsáveis pela grande perda de pressão. As tomadas de pressão são efectuadas na parede a meio das secções cilíndricas, onde o escoamento é aproximadamente paralelo á parede.

O calculo do diâmetro mínimo de passagem d_2 do Venturi realiza-se iterativamente

1. Definem-se todas as constantes, incluindo a densidade do fluido e o caudal nominal.
2. Estima-se um valor para Δp e para d_2.
3. Calcula-se o caudal dado por (7.5).
4. Se o caudal fôr inferior ao caudal nominal o valor de d_2 estipulado em 2. deve ser incrementado caso contrário deve ser decrementado. O processo continua até suficiente convergência no caudal ser atingida.
5. Verificar se as condições para a razão de diâmetros e razão de pressões (7.9) são satisfeitas.

   Caso não o sejam poderá variar-se o valor estimado para Δp em 2.

7.2 Medida do caudal de gás

O caudal de gás admitido á câmara de combustão deverá ser medido por intermédio de um dispositivo conhecido como *rotâmetro* (figura 7.3) de uso corrente nos laboratórios da Secção de Termodinâmica Aplicada.

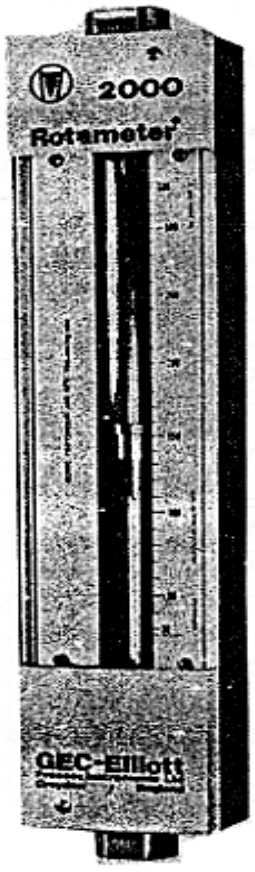


Figura 7.3 Rotâmetro

Ao contrário dos tubos de Venturi, neste aparelho a queda de pressão é constante e o caudal é função da área da constrição (que é variável). Consiste num simples tubo de vidro cónico vertical dentro do qual foi colocada uma bóia de diâmetro ligeiramente superior ao diâmetro interior mínimo do tubo. A passagem do fluido origina a elevação da bóia até á posição de equilíbrio em que a força exercida pelo fluido é igual ao peso da bóia. A área de passagem do fluido é a coroa circular entre o tubo e a bóia.
A expressão (27) ainda é válida notando que agora a_2 é a área anular entre o tubo e a bóia, a_1 a área do tubo imediatamente antes da bóia (são ambas funções da altura a que a bóia se encontra) e

$$\Delta p = \frac{F}{A_f} = \frac{(\rho_f - \rho) V_f g}{A_f} \qquad (7.10)$$

com A_f , V_f e ρ_f respectivamente a área máxima de secção recta, o volume e a densidade da bóia. O efeito da resistência por atrito viscoso na superfície da bóia é tomado em conta no coeficiente de descarga. Este depende da forma da bóia e do numero de Reynolds (com base no diâmetro hidráulico da passagem anular). Em geral as bóias que dão um coeficiente mais constante (embora mais baixo) têm uma forma tal que geram correntes turbilhonares na zona anular fazendo com que a força de atrito atinja rapidamente o valor limite, tornando-se praticamente independente de *Re* (e também da viscosidade do fluido), como pode observar-se na figura 7.4.

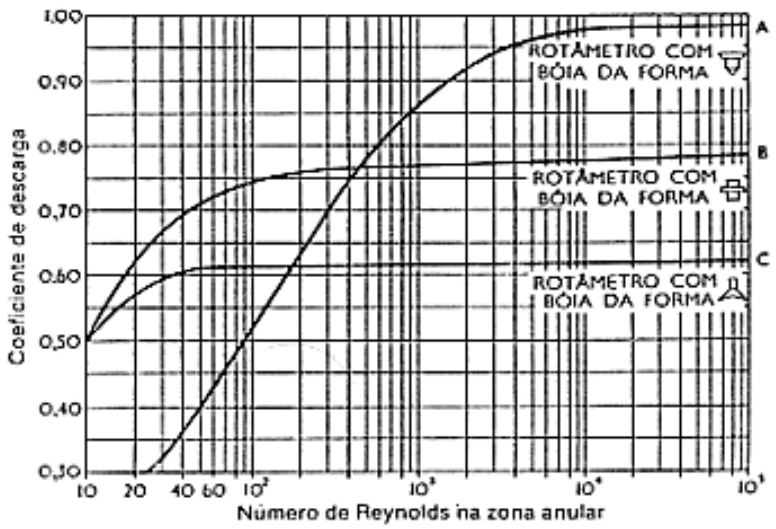


Figura 7.4 Coeficiente se descarga associado á forma da bóia do rotâmetro.

Uma escolha apropriada para a densidade da bóia pode tornar o aparelho insensível a variações de densidade, o que é especialmente desejável para gases devido á dependência da densidade com a temperatura ambiente. Introduzindo (7.10) em (7.5) e fazendo $dm/d\rho_1 = 0$ obtém-se o valor ideal para a densidade $\rho_f = 2\rho$.

Visto que a posição de equilíbrio é função do caudal, a colocação de uma escala junto ao tubo de vidro permite a medida directa do valor médio do caudal. Não é necessário efectuar quaisquer cálculos, a menos de pequenas correcções a desvios das condições de medida standards. A sua precisão é da ordem de $\pm$ 2 % do caudal indicado.

7.3 Medida da Velocidade e Direcção

O método mais pratico para a determinação da velocidade local de um escoamento é o uso de um tubo de Pitot. Este instrumento é um simples tubo de pequeno diâmetro com a abertura voltada para o escoamento onde se mede o valor da pressão de estagnação p_0 do escoamento, e com pequenos furos na parede a alguns diâmetros da entrada (veja-se figura 7.5) onde se mede independentemente a pressão estática p. Em geral as duas tomadas de pressão estão ligadas a um manómetro que mede directamente o diferencial $(p_0 - p)$ de forma a minimizar os erros.

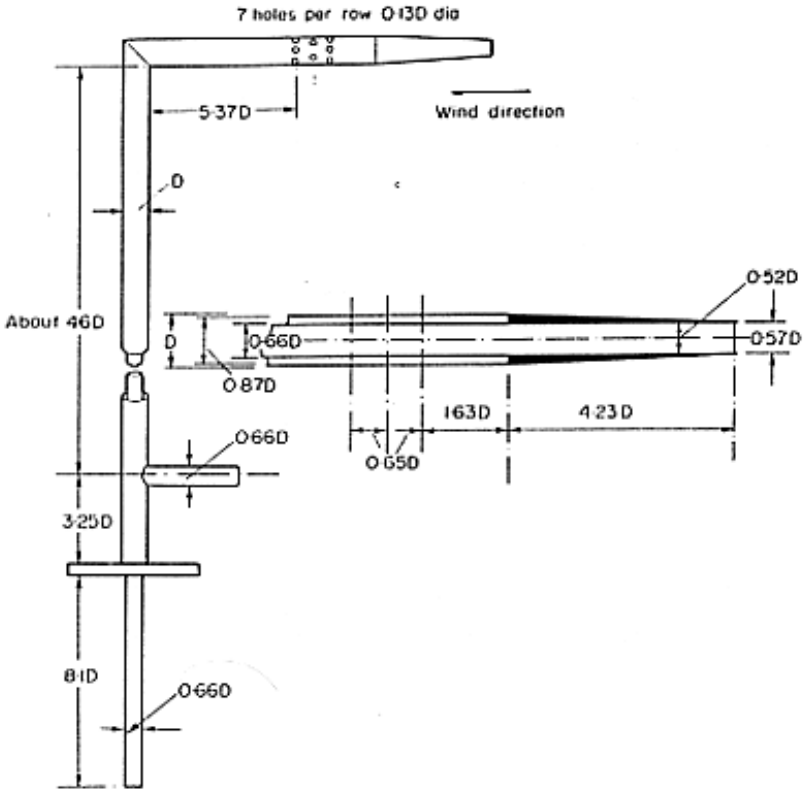


Figura 7.5 Tubo de Pitot normalizado [25]

Para escoamento invíscido incompressível a simples equação de Bernoulli prevê a velocidade V do escoamento

$$p_0 = p + \rho V^2 / 2 \qquad (7.11)$$

Para escoamento compressível adiabático e isentropico

$$p_0 = p\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \qquad (7.12)$$

notando que

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{p\gamma / \rho}} \qquad (7.13)$$

e usando o teorema binomial (7.12) pode expandir-se

$$p_0 = p + \frac{1}{2}\rho V^2\left(1 + \frac{M^2}{4} + \frac{2 - \gamma}{24} M^4 + \ldots\right) \qquad (7.14)$$

Para ar á temperatura ambiente e velocidades inferiores a 60 m/s o termo entre parêntesis é inferior a 1% da pressão dinâmica.

A determinação da direcção local de um escoamento pode realizar-se através de um único tubo de Pitot com a possibilidade de orientação segundo um (para escoamentos bidimensionais) ou dois eixos (para escoamentos tridimensionais). A direcção do escoamento é aquela para a qual a pressão medida pelo tubo tiver um extremo. A variação típica da pressão medida com o angulo entre o eixo do tubo e a direcção do escoamento pode observar-se na figura 7.6

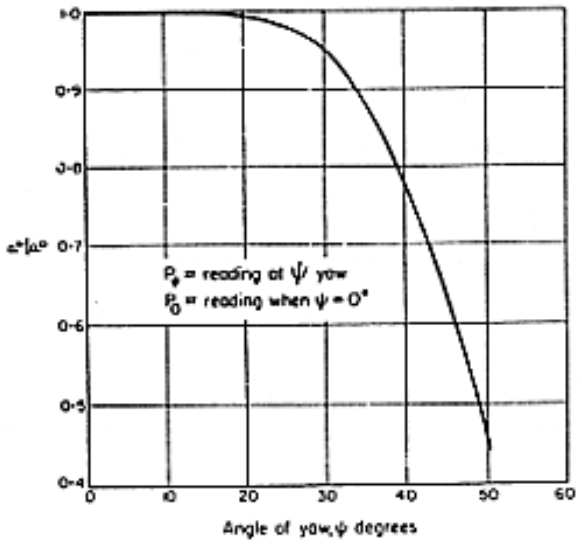


Figura 7.6 Efeito do ângulo relativo na medida de pressão do tubo de Pitot

Na prática não se usa um único tubo de Pitot mas um tubo com tomadas de pressão segundo várias direcções, como indicam os exemplos da figura 7.7, estas sondas podem ou não medir também a velocidade absoluta do fluido.

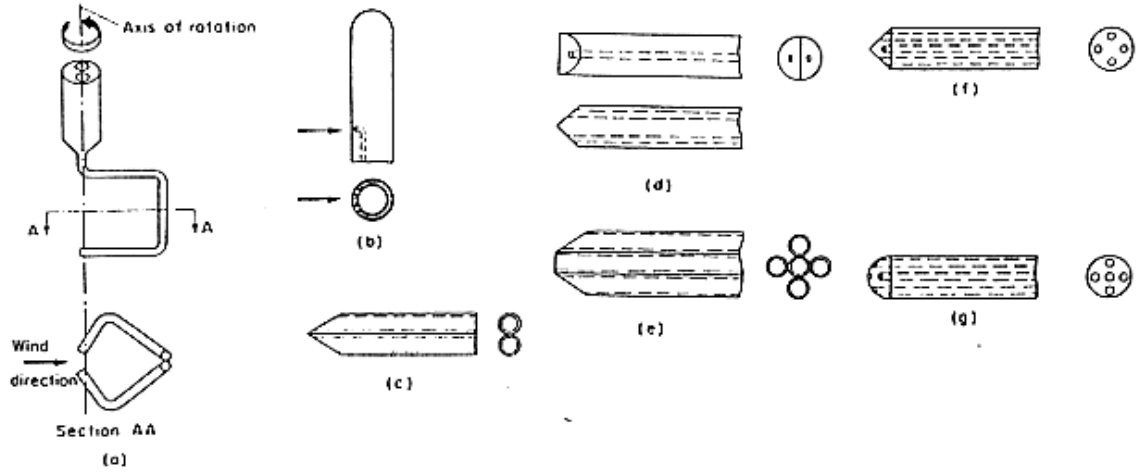


Figura 7.7 Sondas de medição do ângulo do escoamento.

Estas sondas são de uso corrente nos laboratórios de mecânica de fluidos. Na presente instalação realizar-se-á o *atravessamento* (técnica de medida da velocidade e direcção de escoamentos em condutas) á saída da roda da turbina e á saída do difusor do compressor. Os desenhos em apêndice (9.4 e 9.10) mostram os pontos de inserção das sondas. A sonda

colocada á saída da roda da turbina terá dois graus de liberdade, rotação e deslocamento longitudinal (curso igual ao diâmetro da conduta de saída), o que permitirá medir o módulo e angulo da velocidade em toda a envergadura das pás da turbina. A sonda colocada á saída do difusor terá (em principio) apenas o grau de liberdade de rotação, o que não é limitativo visto que á distância a que se encontra da roda e com uma distância entre as paredes do difusor tão pequena (~5 mm) o escoamento já deverá estar praticamente uniformizado na direcção axial. Infelizmente constrangimentos de natureza geométrica impedem a colocação das sondas junto á periferia das rodas, o que permitiria medir os factores de escorregamento e ângulos de desvio. De qualquer forma, mesmo que a colocação nessas posições fosse possível, devido ao pequeno tamanho da máquina, o bloqueamento introduzido poderia perturbar seriamente o escoamento e assim comprometer a validade dos resultados obtidos.

Além dos atravessamentos no turbocompressor existem 12 tomadas de pressão alinhadas ao longo da periferia da roda do compressor mais 8 colocadas radialmente no difusor (todas as tomadas estão distanciadas entre si de 4 mm), conforme mostram os desenhos em apêndice (9.4). Na caixa de recolha do difusor existem 3 tomadas distanciadas ângularmente de 120º. Na turbina existem 6 tomadas de pressão na voluta distanciadas ângularmente de 60º mais 10 alinhadas ao longo da periferia da roda (distanciamento de 4 mm). Todas estas tomadas medem pressões estáticas e têm 1 mm diâmetro na face interior. Nas secções dos atravessamentos as sondas medem as pressões de estagnação e estáticas. O programa TURBO apresenta estimativas para as pressões em todos os pontos do difusor e tubeira considerados nos vários regimes de funcionamento.

Pretende-se com esta disposição de tomadas de pressão a observação da evolução da transferencia de energia entre rodas e fluido, da recuperação da pressão dinâmica no difusor (eventualmente observar neste o fenómeno de separação) e da aceleração do escoamento na tubeira. Poderão também estimar-se perdas nos diversos componentes. Os resultados das observações serão então comparados os resultados previstos pelo modelo unidimensional implementado no programa TURBO, com vista ao aperfeiçoamento e validação do mesmo.

A instalação estará também equipada com um taquímetro óptico, colocado na caixa do compressor (numa posição obliqua, não visível no corte meridional do apêndice 9.4) a apontar para a extremidade do eixo da máquina.

A figura 7.8 mostra o aspecto da instalação a que a figura 6.9 se refere, do mesmo género da que se pretende construir, mas com muito maior numero de tomadas de pressão e temperatura estáticas (mais de 100) nas paredes do estator e difusor do compressor. Também neste caso o atravessamento do compressor é realizado á saída do difusor anular livre (provavelmente pelas mesmas razões que nos levaram a optar por essa solução) que é seguido de uma voluta. Esta instalação destina-se ao estudo do desempenho do turbocompressor e permite o estudo de fenómenos como a separação rotativa (veja-se secção 3.3) e interacção difusor-voluta.

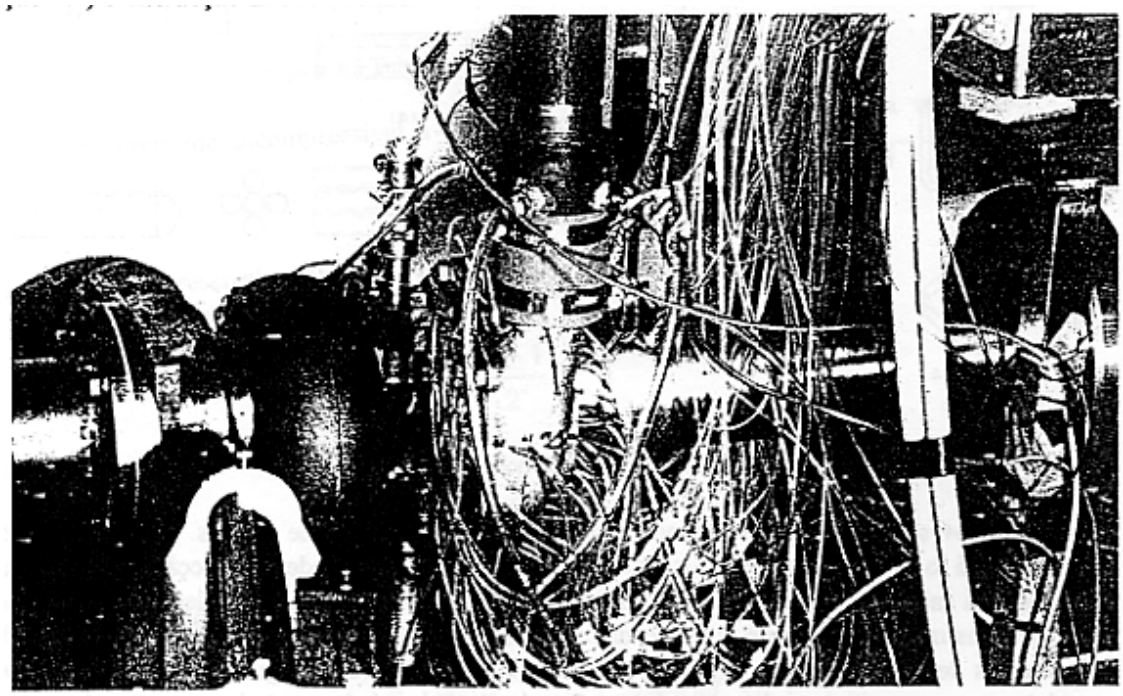


Figura 7.8 Instalação de ensaio de turbocompressores

7.4 Medidas de Temperatura

Os diversos métodos de medida de temperaturas em bancos de ensaio de motores-turbocompressores, são ilustrados na figura 7.8 que apresenta igualmente os erros relativos para as várias técnicas [7].

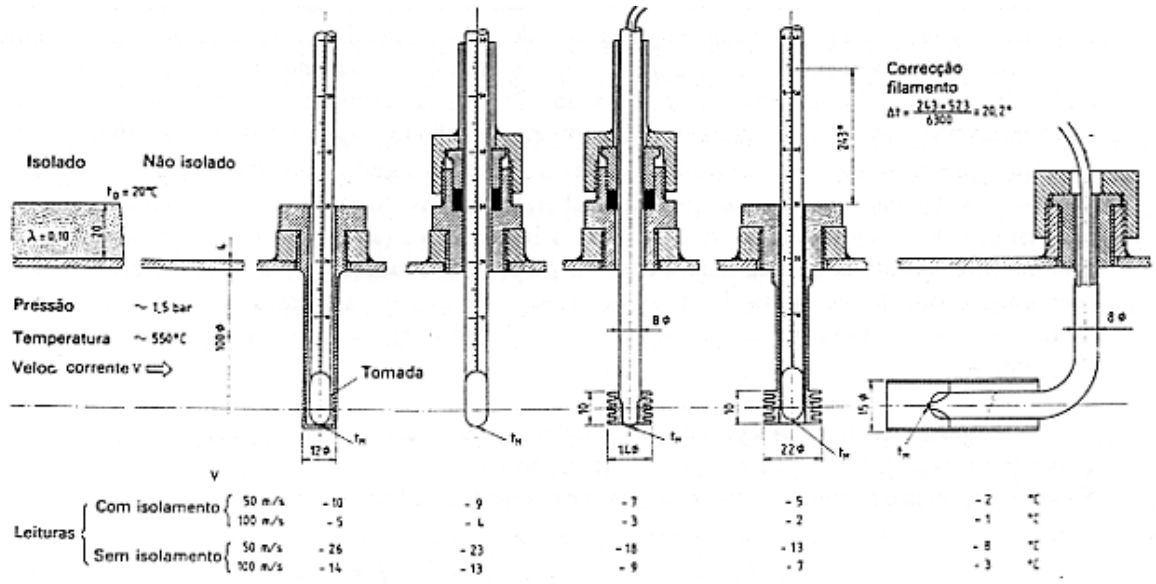


Figura 7.9 Métodos de medida de temperatura.

Os métodos mais usuais e convenientes para aquisição automática de dados são os que fazem uso de termopares. No caso de temperaturas estáticas os termopares podem ser simplesmente colocados junto á parede da conduta. No caso de temperaturas de

estagnação as sondas são termopares blindados e isolados, por exemplo, por pequenos tubos de alumina.

Um parâmetro de qualidade para as sondas de temperatura de estagnação é o chamado *factor de recuperação*

$$r = \frac{T_i - T}{T_0 - T} \tag{7.15}$$

T_i é a temperatura indicada pela sonda , T e T_0 respectivamente a temperatura estática e de estagnação do escoamento. Recorde-se que $T_0 - T = V^2/(2c_p)$ é conhecida como *temperatura dinâmica.* Um simples termopar colocado numa corrente de fluido terá um factor de recuperação da ordem de 0.6 - 0.7 enquanto que uma sonda como a da figura 7.9a apresenta valores da ordem de 0.98.

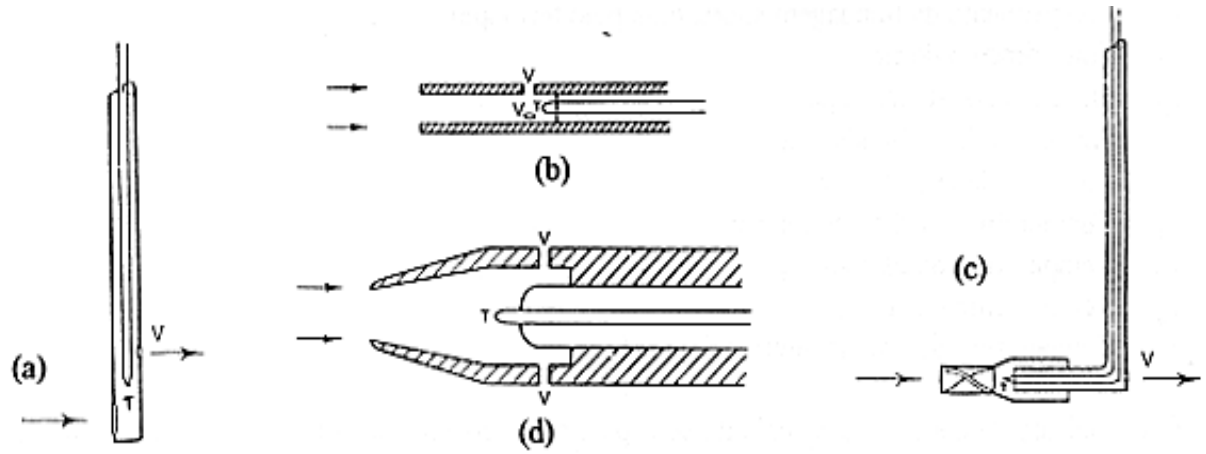


Figura 7.10 Sondas de temperatura de estagnação.

A blindagem deve ter orifícios de ventilação de forma a que um dado elemento de fluido passe o mínimo tempo possível dentro da sonda, evitando desta forma perdas de calor para a parede (cuja temperatura - estática - é menor). A existência de orifícios, naturalmente tem a desvantagem de impedir a recuperação completa da temperatura dinâmica. No caso da figura 7.10a o orifício de ventilação tem uma área que não excede 5 % da área do orifício de entrada. Sondas deste tipo são recomendadas para ambientes em que os efeitos de radiação são desprezáveis (baixas temperaturas)[17]. O exemplo 7.10b (semelhante ao desenho em apêndice 9.9a) é uma realização da Pratt & Whitney para estudos em turbocompressores de sobrealimentação com, alegadamente, excelentes resultados. Para temperaturas elevadas deve usar-se uma sonda como a da fig.7.10c que tem um factor de recuperação de 0.996. Esta tem a particularidade de apresentar uma pequena folha metálica com torção no tubo a montante do termopar como forma de protecção contra incidência directa de radiação. Os fios do termopar são paralelos á direcção do escoamento por dois ou três centímetros. O termopar escolhido poderá ser de cromel-alumel visto dar resultados precisos até cerca de 1300 K [17]. A sonda da figura 7.10d (semelhante ao desenho em apêndice 9.9b) é uma concepção muito mais elaborada do U.S. Naval Ordnance Laboratory [11] usado para estudos de camadas limites em escoamentos hipersónicos (até M = 7.6). A blindagem é de sílica com um revestimento de platina para minimizar perdas por condução e radiação, o termopar de ferro-constantan é isolado com fibra de vidro. A razão entre a área da entrada e a área dos orifícios de ventilação é de 0.2. O factor de recuperação atinge 0.998 diminuindo com o numero de Reynolds e a temperatura.

A junção de um termopar blindado colocado num escoamento aquecido recebe energia por convecção e radiação e perde energia por radiação para a parede e por

condução ao longo dos fios. Supondo que existe algum dispositivo de protecção contra a radiação incidente pode escrever-se

$$h_p A_p (T_g - T_p) = (k_p / L_f) A_{cp} (T_p - T_0) + \sigma F_{pb} (T_p^4 - T_b^4) \quad (7.16)$$

ou seja

$$T_g = \frac{\sigma F_{pb}}{h_p A_p} T_p^4 + \left(1 + \frac{k_p}{h_p} \frac{A_{cp}}{A_p L_f}\right) T_p - \frac{1}{h_p A_p} \left(\sigma F_{pb} T_b^4 + \frac{A_{cp}}{L_f} k_p T_0\right) \quad (7.17)$$

$$F_{pb} = A_p \left(\frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p} + \frac{A_p}{A_b} \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_b} + 1\right)^{-1} \approx \varepsilon_p A_p \quad (7.18)$$

$$A_p = (\pi/6)\, d_p^3 \quad ; \quad A_{cp} = (\pi/2)\, d_f^2 \quad ; \quad A_b = \pi\, d_b\, L_b \quad (7.19)$$

Notação:

d_p Diâmetro da junção
d_f Diâmetro do fio
d_b Diâmetro interno da blindagem
L_b Comprimento da blindagem subtendida pelo termopar
L_f Comprimento do fio
ε_p Emissividade do termopar
ε_b Emissividade da blindagem
k_p Condutividade do termopar
T_p Temperatura medida no termopar
T_b Temperatura da blindagem
T_g Temperatura do fluido
T_w Temperatura da parede interior da conduta

O coeficiente de convecção h_p calcula-se a partir das correlações (4.46)-(4.57) conforme as condições do escoamento (a dimensão de referência no calculo de números de Reynolds etc. é d_p). O uso de blindagens, i.e. um ou mais tubos exteriores (metálicos ou cerâmicos) concêntricos, estando a uma temperatura intermédia entre a da parede da conduta e a do termopar, reduzem as perdas por radiação da sonda. Assumindo que a temperatura da blindagem é $T_b^4 = (T_w^4 + T_p^4)/2$ e desprezando perdas por condução, Chapman [28] conclui que se forem colocados N tubos de blindagem a envolver a sonda o erro (diferença entre o valor medido e o valor real) será aproximadamente $1/(N+1)$ do seu valor sem blindagem. A referência [28] apresenta também uma análise de erros associados a diversas técnicas de medida de temperatura.

O angulo sólido subtendido pela junção do termopar diminui com o aumento do comprimento e diminuição do diâmetro da secção da blindagem colocada adiante da junção. A perda por condução (dissipação pelos fios) pode ser minimizada se o fio fôr muito fino e colocado por um comprimento razoável ao longo de uma isotérmica da conduta, antes de ser retirado pela parede. O uso de fios finos melhora também a transferência de calor , aumentando o coeficiente de convecção. Estas sondas têm o mesmo grau de sensibilidade a desalinhamentos em relação á direcção do escoamento que os tubos de Pitot de forma externa similar (figura 7.6). Note-se também que não sendo o perfil de velocidades e temperaturas na conduta uniforme, o valor T_p dependerá da posição onde é medido.

O uso de sondas tão elaboradas para escoamentos de baixa velocidade só se justifica se a exigência de rigor fôr muito grande (e nesse caso r deverá também ser muito elevado) visto que, por exemplo um escoamento com c_p = 1050 $Jkg^{-1}K^{-1}$ e velocidade 46 ms^{-1} terá uma temperatura dinâmica de 1ºC.

Na presente instalação serão colocadas sondas de temperatura de estagnação nas secções de entrada e saída do compressor e turbina. (ao todo quatro). Existirão também sondas de temperatura estática á entrada e saída das rodas (compressor e turbina) , á saída do difusor do compressor e á entrada da tubeira da turbina.(ao todo seis). Estas sondas permitirão estimar os rendimentos dos componentes (vejam-se as definições na secção 1.2).

Uma nota em particular para a sonda será instalada á saída da câmara de combustão, esta deve ser suficientemente robusta para que, mesmo no caso de ser exposta por breves períodos a um sobreaquecimento, não venha a fracturar-se e danificar seriamente os órgãos mecânicos a jusante, nomeadamente as pás e o sistema de atravessamento da turbina.

8. Bibliografia

[1] - Frank P. Incropera, David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4ª ed., John Wiley, 1996

[2] - Norme Internationale ISO 5167-1980 (F), *Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes Tuyères et tubes de Ventri insérés dans des conduites en charge de section circulaire.*

[3] - John W. Sawyer, *Sawyer's Gás Turbine Engineering Handbook*, Vol.I, 3ª ed., USA, 1985

[4] - Revista Técnica Automóvel, *Estudo Técnico e Prático de Turbocompressores*, Nº50, Junho 1988

[5] - A. M. Mellor, *Design of Modern Turbine Combustors*, Academic Press, 1990

[6] - Miralles de Imperial J., *Turbo, Sobrealimentação de Motores rápidos*, Edições Cetop, 1980

[7] - Miralles de Imperial J., *Sobrealimentação de Motores*, Edições Cetop, 1980

[8] - António Falcão, *Turbomáquinas*, Instituto Superior Técnico, 1990

[9] - Arthur P.Fraas, M. Necati Ozisik, *Heat Exchanger Desing*, John Wiley, 1965

[10] - F.A. Holland, R.M. Moores, F.A. Watson, J.K. Wilkinson, *Heat Transfer*, Heinemann Educational Books, London, 1970

[11]- Eva M. Winkler, *Design and Calibration of Stagnation Temperature Probes for Use at High Supersonic Speeds and Elevated Temperatures*, Journal of Applied Physics 25, 2, Fev. 1954

[12] - D. Brian Spalding, *Combustion and Mass Transfer*, Pergamon Press, 1979

[13] - W.M. Kays, A.L. London, *Compact heat exchangers*, 2ª ed., McGraw-Hill, 1964

[14] - S. L. Dixon, *Fluid Mechanics, Termodynamics of Turbomachinery*, 3ª ed. Pergamon Press, 1978

[15] - D. G. Shepherd, *Principles of Turbomachinery*, 10ª ed., The Macmillan Company, 1971

[16] - Philip G. Hill, Carl R. Peterson, *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion*, 2ª ed., Addison-Wesley Publishing Company, 1992

[17] - H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo, *Gás Turbine Theory*, 3ª ed., Longman Scientific & Technical, 1987

[18] - Frank M. White, *Fluid Mechanics*, 2ª ed., McGraw-Hill, 1986

[19] - Asher H. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Vols. I, II, The Ronald Press Company, 1953

[20] - J.H. Keenan, J.Kaye, *Gás Tables*, 12ª ed., John Wiley, 1966

[21] - Claudio Mataix, *Turbomaquinas Térmicas*, Editorial Dossat, Madrid, 1973

[22] - C. Liess, *Introduction to the Analisis of gás turbine Cycles*, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Course Note 74, Belgium, Nov. 1969

[23] - A. Noorbakhsh, *Theoretical and Real Slip Factor in Centrifugal Pumps*, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Course Note 93, Belgium, Dez. 1973

[24] - A. Witfield, N.C. Baines, *Design of Radial Turbomachines*, Longman Scientific & Technical, UK, 1990

[25] - E. Ower, R. C. Pankhurst, 5ª efd., *The Mesurement of Air Flow*, Pergamon Press, 1977

[26] - G.F.C. Rogers, Y.R. Mayhew, *Engineering Thermodynamics Work and Heat Transfer*, 3ª ed, Longman Group Limited, 1980

[27] - D. G. Wilson, *The Design of High-Eficiency Turbomachinery and Gás Turbines*, The MIT Press, 1984

[28] - A.J. Chapman, *Heat Transfer*, 3ª ed., Macmillan Publishing Co., USA,1974

[29] - J.P. Gupta, *Fundamentals of Heat Exchanger and Pressure Vessel Technology*, Springer-Verlag, 1985

[30] - J.M. Coulson, J.F. Richardson, *Tecnologia Química*, Vols. I e IV, 3ª ed., Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1986

[32] - F.W. Sears, G.L. Salinger, *Termodinâmica, Teoria Cinética e Termodinâmica Estatistica*, 3ª Ed., Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1979

[33] - António Falcão, *Mecânica de Fluidos II, Turbomáquinas*, Instituto Superior Tecnico, 1994

[34] - A.J. Stepanoff, *Turboblowers; Theory, Design and Aplication of Centrifugal and Axial Compressors and Fans*, John Wiley, 1955

[35] - J.L. Kerrebrock, *Aircraft Engines and Gás Turbines*, The MIT Press, 1977

[36] - F. J. Wiesner, *A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers*, Journal of Engineering for Power (Outubro /1967)

[37] - E.A.D. Saunders, *Heat Exchangers, Selection, Design and Construction*, Longman Scientific & Technical, UK, 1988

[38] - C. Pfleiderer, H. Petermann, *Máquinas de Fluxo*, 4ª ed., Livros Técnicos e Cientificos Editora, Rio de Janeiro

Apêndice

9.1 Cálculo da Instalação

Nesta secção expõem-se os princípios de calculo fundamentais do programa TURBO.

Características geométricas do turbocompressor TEO679 relevantes para o calculo:

Compressor

Distância do eixo da máquina ao eixo de saída da caixa do difusor ..... 59.0 mm
Diâmetro de entrada da roda ..... 59.5 mm
Diâmetro do cubo ..... 17.0 mm
Diâmetro de saída da roda ..... 85.8 mm
Diâmetro de saída da caixa do difusor ..... 53.6 mm
Largura de saída da roda ..... 5.0 mm
Número de pás á entrada 8
Número de pás á saída 15
Espessura das pás á entrada ..... 0.8 mm
Espessura das pás á saída ..... 1.1 mm
Angulo das pás á entrada (junto ao cubo) ..... 45^0
Angulo das pás á entrada (junto ao estator) ..... 25^0
Angulo das pás á saída ..... 90^0

Turbina

Distância do eixo da máquina ao eixo de entrada da conduta em espiral..... 90.0 mm
Diâmetro de entrada da conduta em espiral ..... 62.5 mm
Diâmetro de entrada da roda ..... 86.0 mm
Diâmetro de saída da roda ..... 71.3 mm
Diâmetro do cubo ..... 26.5 mm
Largura de entrada ..... 11.7 mm
Número de pás á entrada 11
Número de pás á saída 11
Espessura das pás á entrada ..... 1.1 mm
Espessura das pás á saída ..... 1.0 mm
Angulo das pás á entrada ..... 90^0
Angulo das pás á saída (junto ao estator) ..... 30^0
Angulo das pás á saída (junto ao cubo) ..... 60^0

É usual, por uma questão de simplicidade, supor que o escoamento á entrada da roda de uma turbomáquina sem pás de pré-guiamento tem apenas a componente axial e é uniforme. Repare-se que, do triângulo de velocidade á entrada, esta condição implica que as pás tenham torção, i.e. o angulo $\beta_1'(r)$ do bordo de ataque das pás varia segundo a lei

$$r\, tg\beta_1'(r) = \text{constante} \qquad (9.1)$$

No turbocompressor TEO679 no entanto esta condição não se verifica (para o compressor nem para a turbina) o que indica que o seu projectista considerou um perfil de velocidades não uniforme á entrada. Todavia para evitar complicar o modelo unidimensional pela introdução de uma velocidade $V_1 = f(r)$ (que teria que ser integrada sobre a área de entrada para achar o respectivo valor médio) considerou-se que a condição (9.1) era

aproximadamente válida, i.e. o erro incorrido pelo seu uso é aceitável no âmbito de uma análise aproximada como é a unidimensional.

Esta análise realiza-se para condições de funcionamento nominais, definidas como aquelas em que o escoamento entra na roda exactamente com o angulo das pás

$$\beta_1 = \beta'_1 \tag{9.2}$$

ou seja o angulo de incidência (ou de ataque) $\beta_1 - \beta'_1$ é nulo. Esta é a condição de rendimento máximo e, em termos estritos, corresponde a apenas uma velocidade de rotação da máquina. Os ângulos considerados á entrada do compressor e saída da turbina, assim como as velocidades de transporte devem entender-se como valores médios (visto tratar-se de uma análise unidimensional) calculados no diâmetro que divide a secção de passagem em duas de igual área

$$D_{1m} = \left(\frac{D_{1e}^2 + D_{1i}^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.3}$$

$$\beta_{1m} = \left(\frac{\beta_{1e}^2 + \beta_{1i}^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.4}$$

Estes valores são tomados com alguma arbitrariedade visto que o que é importante é tomar parâmetros considerados representativos de valores geométricos médios. Alguns autores, por facilidade de calculo tomam a média aritmética dos diâmetros e dos ângulos. Os triângulos de velocidade irão naturalmente variar (módulos e ângulos) ao longo da envergadura das pás, todavia vamos considerar que as condições médias acima indicadas são boas aproximações para o escoamento real. Assim, as áreas de entrada e de saída da roda são

$$A_1 = \frac{\pi}{4}\left(D_{1e}^2 - D_{1i}^2\right)\tau_1 \qquad ; \qquad A_2 = \pi D_2 b_2 \tau_2 \tag{9.5}$$

τ_i (i =1,2) são coeficientes de blocagem devidos á restrição causada pela espessura finita das pás. Obtêm-se por simples considerações geométricas

$$\tau_1 = \frac{A_1}{A_{1(s=0)}} = 1 - \frac{4 s_1 Z_1}{\pi\left(D_{1e} + D_{1i}\right)\sin\beta'_1} \tag{9.6}$$

$$\tau_2 = \frac{A_2}{A_{2(s=0)}} = 1 - \frac{s_2 Z_2}{\pi D_2 \sin\beta'_2} \tag{9.7}$$

Repare-se que as áreas A_1 e A_2 não correspondem ás secções mínimas de passagem na roda que são aproximadamente

$$A_{1\,min} \approx A_1 \sin\beta'_1 \qquad A_{2\,min} \approx A_2 \sin\beta'_2 \tag{9.8}$$

De acordo com o triângulo de velocidades (secção 3.1) á entrada (assumindo por uma questão de generalidade que $\alpha_1 \neq 90^0$ é estabelecido por uma coroa de pás directrizes de pre-guiamento á entrada)

$$V_{1m} = \frac{tg\alpha_1 tg\beta_1}{tg\alpha_1 + tg\beta_1} U_1 \quad ; \quad V_{1t} = \frac{tg\beta_1}{tg\alpha_1 + tg\beta_1} U_1 \quad ; \quad V_1 = \left(V_{1m}^2 + V_{1t}^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.9}$$

$U_{1m} = N D_{1m} / 2$ (9.10)

Vamos admitir que na conduta de admissão existe uma perda de pressão relativa ε_{pca} , então as condições á entrada da roda são

$p_{01} = p_{0a} (1- \varepsilon_{pca})$ (9.11)

$T_{01} = T_{0a}$ (9.12)

$$T_{01s} = T_{0a}\left(\frac{p_{01}}{p_{0a}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{9.13}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{V_1^2}{2c_p} \tag{9.14}$$

$$p_1 = p_{01}\left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.15}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \tag{9.16}$$

$m_1 = \rho_1 A_1 V_{1m}$ (9.17)

A perda na conduta de entrada é $Ep_a = c_p (T_{01} - T_{01s})$ (9.18)

As condições á saída da roda são:

$Er_c = U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t}$ (9.19)

$$T_{02} = T_{01} + \frac{Er_c}{c_p} \tag{9.20}$$

$T_{02s} = T_{02} + \eta_c (T_{02} - T_{01})$ (9.21)

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2c_p} \tag{9.22}$$

$$p_{02} = p_{01}\left(\frac{T_{02s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.23}$$

$$p_2 = p_{02}\left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.24}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \tag{9.25}$$

$m_2 = \eta_{Vc} m_1$ (9.26)

$$V_{2m} = \frac{m_2}{A_2 \rho_2} \tag{9.27}$$

$V_{2t} = \sigma_2 (U_2 - V_{2m} \cot g \beta'_2)$ (9.28)

$$V_2 = \left(V_{2m}^2 + V_{2t}^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.29}$$

σ_2 é calculado por alguma das relações da secção 3.2. Repare-se que para calcular V_{2m} é necessário conhecer ρ_2 e para calcular ρ_2 é necessário conhecer V_{2m} de forma que o calculo de V_2 e consequentemente da energia trocada na roda terá de ser realizado iterativamente, por exemplo da seguinte maneira

1. Arbitra-se um valor inicial para V_{2t} (por exemplo igual a U_2)
2. Calcula-se ρ_2 , V_{2m} , V_{2t} e V_2
3. Compara-se o valor obtido para V_2 com o valor arbitrado em 1. Caso a diferença seja significativa reinicia-se o calculo com o valor de V_2 obtido em 2 até a obtenção de convergência satisfatória (normalmente bastam 3 ou 4 iterações para uma precisão da ordem das décimas).

Condições á saída do difusor:

$T_{03} = T_{02}$ (9.30)

$$T_3 = T_{03} - \frac{V_3^2}{2c_p} \tag{9.31}$$

$T_{3s} = T_2 + \eta_{Dc} (T_3 - T_2)$ (9.32)

$$T_{03s} = T_{3s} + \frac{V_3^2}{2c_p} \tag{9.33}$$

$$T_{03ss} = T_{01s}\left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{9.34}$$

$$T_{3ss} = T_{03ss} - \frac{V_3^2}{2c_p} \tag{9.35}$$

$$p_{03} = p_{02}\left(\frac{T_{03s}}{T_{02}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.36}$$

$$p_3 = p_{03}\left(\frac{T_3}{T_{03}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.37}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} \tag{9.38}$$

Para um difusor anular livre: $A_3 = 2 \pi r b$ (9.39)

$m_3 = m_2$ (9.40)

$$V_{3m} = \frac{m_3}{A_3 \rho_3} \tag{9.41}$$

$$V_{3t} = \left[\frac{2r}{D_2 V_{2t}} - \frac{2\pi r C_{fc} \rho_3}{m_3} \left(\frac{D_2}{2} - r \right) \right]^{-1} \tag{9.42}$$

$$V_3 = \left(V_{3m}^2 + V_{3t}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.43}$$

Mais uma vez é necessário recorrer a um processo iterativo para calcular a velocidade em qualquer secção á distância *r* do eixo. O procedimento é análogo á descrito para a roda. O valor T_{3ss} permite calcular o rendimento total estático do compressor.

Câmara de combustão:

$$T_{0cc} \approx T_{03} - e_p \left(T_{03} - T_{06} \frac{c_{p6}}{c_{pcc}} \frac{m_6}{m_3} \right) \tag{9.44}$$

$$p_{0cc} = p_{03} (1 - \varepsilon_{pa}) \tag{9.45}$$

$$T_{cc} = T_{0cc} - \frac{V_{cc}^2}{2 c_{pcc}} \tag{9.46}$$

$$p_{cc} = p_{0cc} \left(\frac{T_{cc}}{T_{cc}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{9.47}$$

$$\rho_{cc} = \frac{p_{cc}}{R T_{cc}} \tag{9.48}$$

$$V_{cc} = \frac{m_{cc}}{A_{cc} \rho_{cc}} \tag{9.49}$$

ε_{pa} é a perda de pressão relativa no permutador do lado do ar e ε_p a eficiência do permutador. Note-se que, novamente para calcular V_{cc} é necessário conhecer ρ_{cc} pelo que se impõe novamente um processo de calculo iterativo. Por uma questão de rigor os valores de c_p e γ devem ser tomados á temperatura do ar á entrada da câmara de combustão (que pode ser bastante diferente da temperatura de saída do compressor). Estas condições como se depreende de (9.44) dependem das condições do gás (m_6 , c_{p6} e T_{06}) á saída da turbina pelo que é necessário um calculo iterativo que englobe também a turbina. A_{cc} é, em geral, a área correspondente á secção de maior diâmetro da câmara de combustão.

Numa análise incompressível a perda de potência no permutador (do lado do ar) é

$$Ep_{pa} \approx \frac{m_3 p_{03}}{\rho_{3cc}} \varepsilon_{pa} \tag{9.50}$$

com ρ_{3cc} um valor médio da densidade entre as secções *3* e *cc*.

Saída da câmara de combustão:

$p_{04} = p_{0cc}\ (1- \varepsilon_{pcc})$ (9.51)

$$T_4 = T_{04} - \frac{V_4^2}{2c_p} \quad (9.52)$$

$$p_4 = p_{04}\left(\frac{T_4}{T_{04}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9.53)$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{RT_4} \quad (9.54)$$

$m_4 = m_3\ (1+ f)$ (9.55)

$$V_4 = \frac{m_4}{A_4 \rho_4} \quad (9.56)$$

ε_{pcc} é perda de pressão relativa na câmara de combustão. *f* calcula-se a partir da equação para temperatura adiabática da chama e (novamente) V_4 por um processo iterativo. Numa análise incompressível a perda de potência na câmara de combustão é

$$Ep_{cc} \approx \frac{m_{cc4}\, p_{0cc}}{\rho_{cc4}} \varepsilon_{pcc} \quad (9.57)$$

com m_{cc4} e ρ_{cc4} são valores médios da massa e densidade entre as secções *cc* e *4*.

Tubeira da Turbina:

$T_{05} = T_{04}$ (9.58)

$$T_5 = T_{05} - \frac{V_5^2}{2c_p} \quad (9.59)$$

$T_{5s} = T_4 - (T_4 - T_5)/\eta_{tT}$ (9.60)

$$T_{05s} = T_{5s} + \frac{V_5^2}{2c_p} \quad (9.61)$$

$$p_{05} = p_{04}\left(\frac{T_{05s}}{T_{04}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9.62)$$

$$p_5 = p_{05}\left(\frac{T_5}{T_{05}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9.63)$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} \quad (9.64)$$

$m_5 = \eta_{vT}\, m_4$ (9.65)

$$V_{5m} = \frac{m_5}{A_5 \rho_5} \quad (9.66)$$

$$V_{5t} = \sigma_5 \left[\frac{r}{L_4 V_4} - \frac{2\pi r D_5 C_{ft} \rho_{53}}{m_5} (r - L_4) \right]^{-1} \quad (9.67)$$

$$V_5 = \left(V_{5m}^2 + V_{5t}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9.68)$$

Admitindo uma variação aproximadamente linear com o raio da área de passagem do gás entre A_4 e A_5

$$A_5(r) = A_5 - \frac{2r - D_5}{2L_4 - D_5} (A_5 - A_4) \quad (9.69)$$

podem obter-se aproximadamente as propriedades do gás em qualquer ponto de raio r da voluta (L_4 é a distância do eixo de entrada da voluta ao eixo da máquina). σ_5 é calculado por alguma das relações da secção 3.2. Mais uma vez é necessário recorrer a um processo iterativo para calcular a velocidade em qualquer secção á distância *r* do eixo.

Roda da turbina:

$$Er_t = U_5 V_{5t} - U_6 V_{6t} \quad (9.70)$$

$$T_{06} = T_{05} - \frac{Er_t}{c_p} \quad (9.71)$$

$$T_{06s} = T_{06} - (T_{05} - T_{06}) / \eta_t \quad (9.72)$$

$$T_6 = T_{06} - \frac{V_6^2}{2c_p} \quad (9.73)$$

$$T_{06ss} = T_{04} \left(\frac{p_{06}}{p_{04}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (9.74)$$

$$T_{6ss} = T_{06ss} - \frac{V_6^2}{2c_p} \quad (9.75)$$

$$p_{06} = p_{05} \left(\frac{T_{06s}}{T_{05}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9.76)$$

$$p_6 = p_{06} \left(\frac{T_6}{T_{06}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9.77)$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{RT_6} \quad (9.78)$$

$$m_6 = m_5 \quad (9.79)$$

$$V_{6a} = \frac{m_6}{A_6 \rho_6} \tag{9.80}$$

$$V_{6t} = U_{6m} - V_{6a}\ cotg\ \beta'_7 \tag{9.81}$$

$$V_6 = \left(V_{6a}^2 + V_{6t}^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9.82}$$

As expressões (9.3) a (9.8) podem ser adaptadas para os valores médios do diâmetro, angulo médio das pás, áreas e coeficientes de blocagem da turbina. O calculo, é claro, tem que ser iterativo. O valor T_{6ss} permite calcular o rendimento total estático da turbina.

Conduta de exaustão:

$$m_7 = m_6 / \eta_{vT} \tag{9.83}$$

$$T_{07} \approx T_{06} - e_p\ (T_{06} - T_{03}\ \frac{c_{p3}}{c_{p7}} \frac{m_3}{m_7}\ ) \tag{9.84}$$

$$p_{07} = p_{06}\ (1 - \varepsilon_{pg}) \tag{9.85}$$

$$T_7 = T_{07} - \frac{V_7^2}{2c_{p7}} \tag{9.86}$$

$$p_7 = p_{07}\left(\frac{T_7}{T_{07}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{9.87}$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{RT_7} \tag{9.88}$$

$$V_7 = \frac{m_7}{A_7 \rho_7} \tag{9.89}$$

ε_{pg} é a perda de pressão relativa no permutador do lado do gás. O calculo é iterativo, e por uma questão de rigor os valores de c_p e γ devem ser tomados á temperatura do gás á saída da conduta de exaustão (que pode ser bastante diferente da temperatura de saída da turbina). Estas condições como se depreende de (9.84) dependem das condições do gás (m_3 , c_{p3} e T_{03}) á saída do compressor pelo que, como foi mencionado anteriormente é necessário um calculo iterativo que englobe também o compressor. Numa análise incompressível a perda de potência no permutador (do lado do gás) é

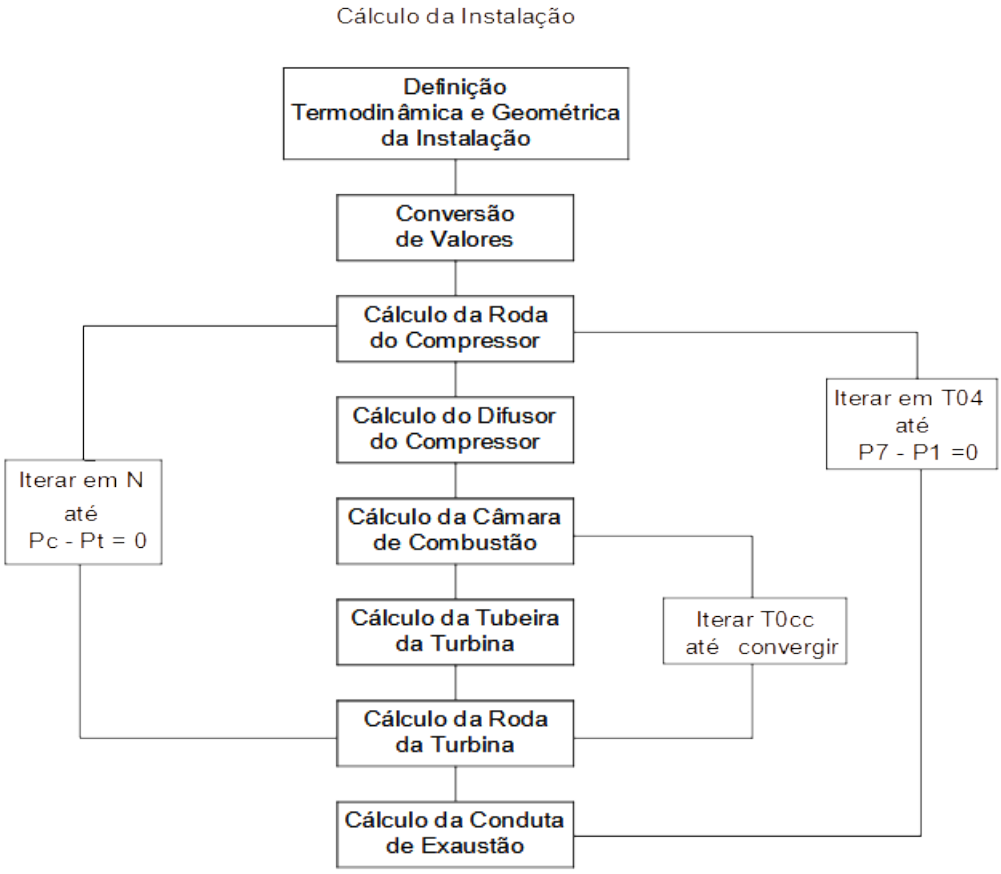
$$Ep_{pg} \approx \frac{m_7 p_{06}}{\rho_{67}} \varepsilon_{pg} \tag{9.90}$$

com ρ_{67} um valor médio da densidade entre as secções *6* e *7*.

O programa TURBO encontra a velocidade de rotação que equilibra as potências do compressor e turbina, assim como a temperatura mínima de admissão á turbina compatível com as perdas do sistema e a condição de fronteira $p_7 = p_1$. O programa foi elaborado com suficiente generalidade para poder acomodar diferentes geometrias de turbocompressores. A definição de valores para os rendimentos e perdas permite variar o ponto de operação da máquina, devem contudo ser alterados cuidadosamente visto que não são todos

independentes uns dos outros, o que significa que para certas combinações não é possível encontrar um ponto de operação estável. Uma abordagem diferente para este problema seria, em vez de estipular as perdas, tentar quantificá-las a partir de princípios fundamentais e de correlações experimentais. Tal abordagem é muito mais elaborada e não parece oferecer maior poder de previsibilidade ao programa pelo que não foi tentada. O leitor poderá contudo consultar as referências [21,24,38] onde encontra indicações úteis sobre este tópico.

O seguinte esquema mostra os passos essenciais do calculo



Verifica-se, como era esperado, que quanto menores os rendimentos e maiores as perdas maior será a temperatura de entrada na turbina e a velocidade de rotação de forma a compensa-las. Isto significa que para algumas combinações de perdas e rendimentos a temperatura exigida á entrada turbina subirá acima do máximo recomendado de 650 ºC.

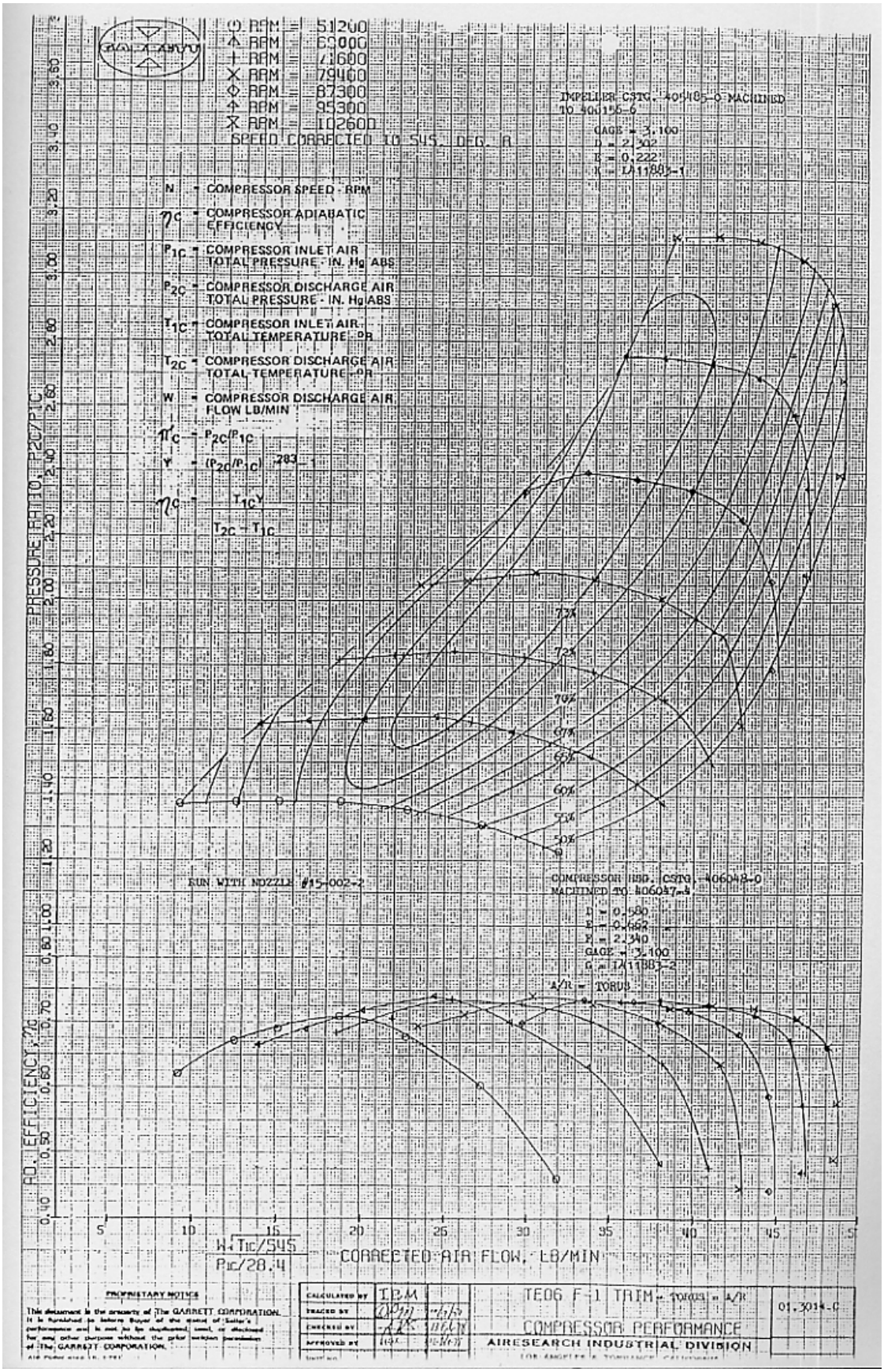
O programa inclui a possibilidade de variar (dentro de estreitos limites) o caudal na turbina, o que na pratica simula o comportamento da válvula de limitação de pressão montada á saída do compressor. O caudal na turbina neste caso será inferior ao do compressor pelo que a válvula comporta-se como uma perda importante no sistema.

Procurou-se também verificar a possibilidade de encontrar um ponto de operação (de equilíbrio) em condições próximas das de arranque i.e. considerando que o caudal admitido pela câmara de combustão é fornecido *exclusivamente* por uma fonte auxiliar de baixa pressão como um ventilador (supondo, é claro, que este consegue vencer a resistência da turbina e permutador). Esta possibilidade *não* procura simular condições transientes nas sim condições de equilíbrio para caudais muito pequenos.

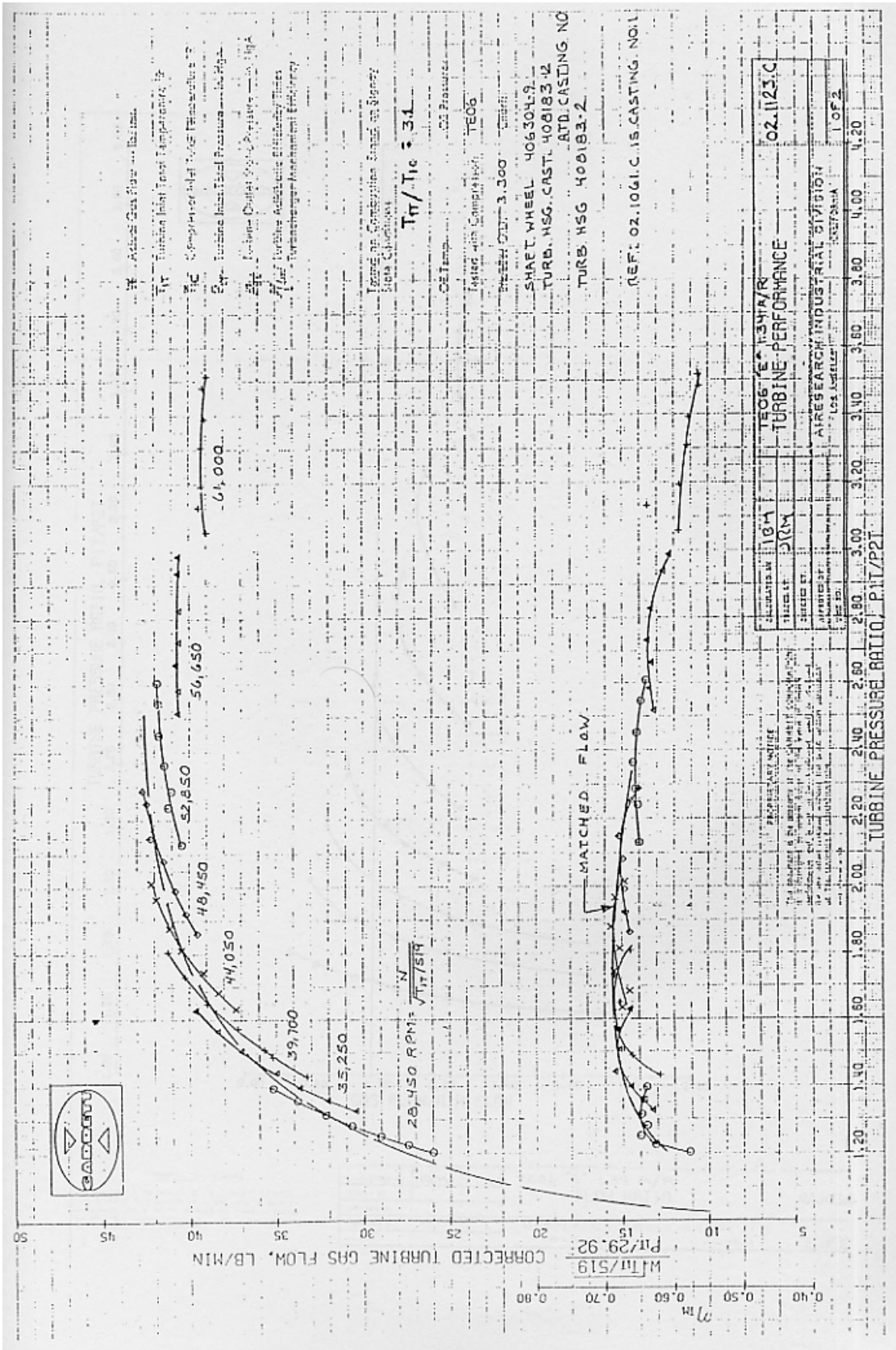
No programa TURBOF, que é uma variante de TURBO foi também estudado o accionamento *a frio* do grupo, isto é, tendo como fonte de energia não um processo de combustão mas uma fonte auxiliar de ar comprimido. Este tipo de instalação como não

funciona em ciclo, poderá ser, do ponto de vista didáctico, menos interessante embora tendo algumas vantagens como maior economia, segurança, limpeza e facilidade de arranque. Todavia só será interessante se se dispuser de um compressor suficientemente potente de forma a fornecer o caudal e a pressão desejados para permitir flexibilidade de operação nos diversos regimes de funcionamento. No caso presente, como a razão de pressões máxima do compressor que se dispõe é de 2.5 este seria também o limite máximo de operação do grupo turbocompressor (~ 80000 r.p.m.). O caudal máximo é de 1.2 kgs^{-1} o que é mais do que suficiente para a instalação. O procedimento de calculo é análogo ao descrito anteriormente com a diferença que neste caso o caudal na turbina será a soma do caudal no compressor e do caudal fornecido pela fonte auxiliar de forma a equilibrar as potências. Este caudal varia com o regime de funcionamento sendo, a titulo de exemplo, a 70000 rpm quase o dobro do caudal no compressor. Outra situação curiosa é que a temperatura da mistura das duas correntes á entrada da turbina pode ser inferior á temperatura de saída do compressor, visto que o ar proveniente da fonte auxiliar está praticamente á temperatura ambiente.

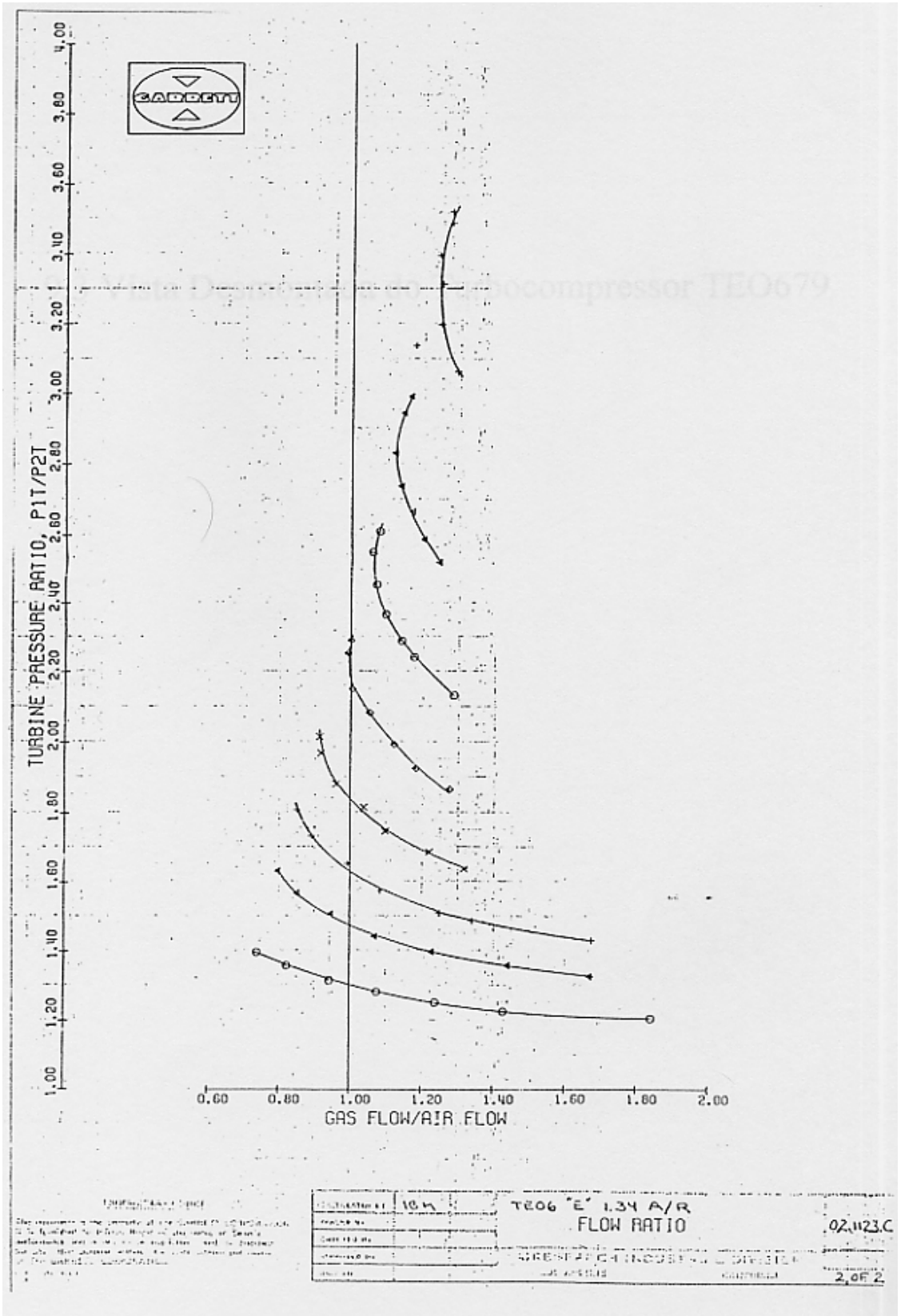
9.2 Curvas Características do Turbocompressor TEO679



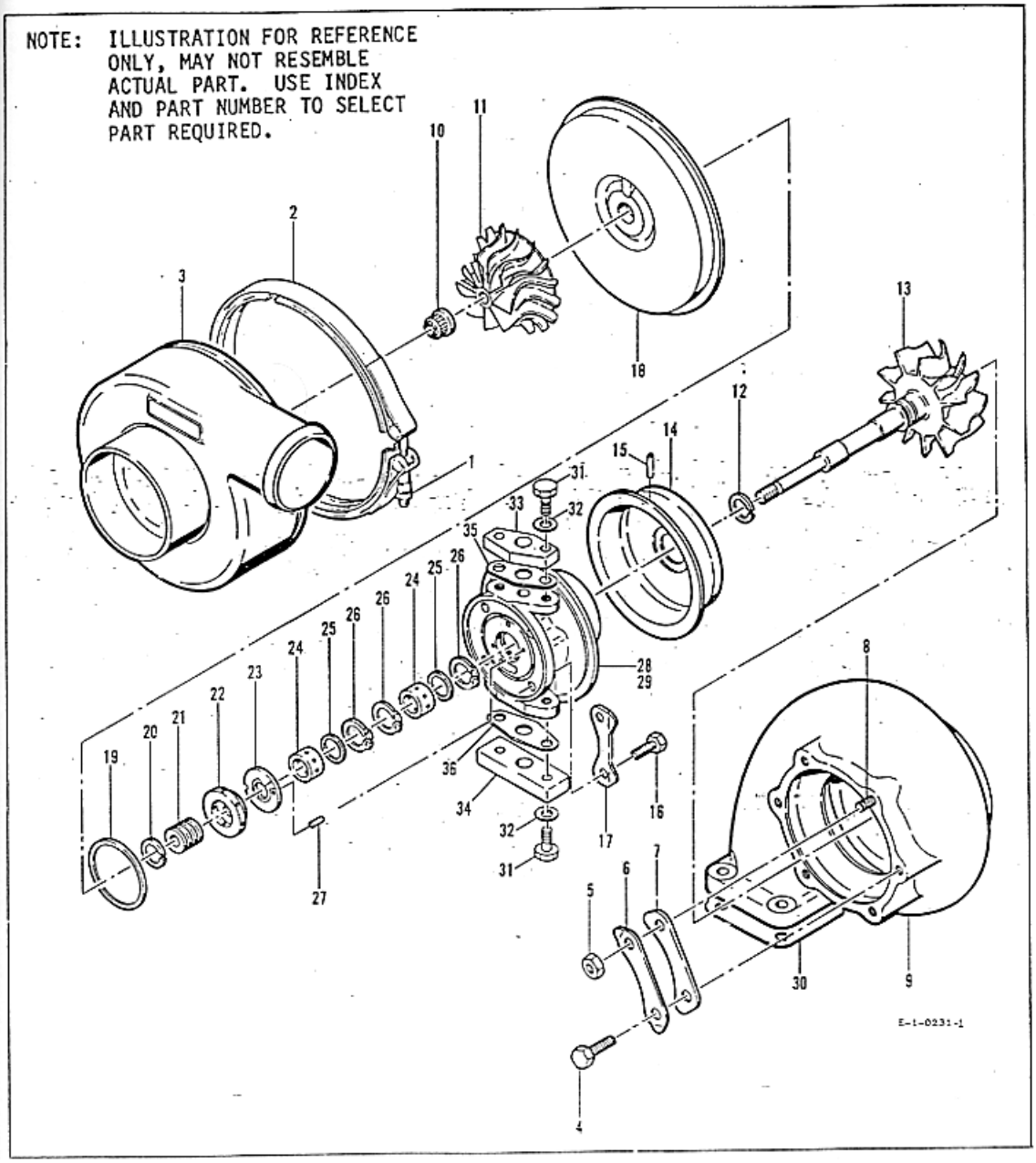
RPM = 51200
RPM = 69000
RPM = 71600
RPM = 79400
RPM = 87300
RPM = 95300
RPM = 102600
SPEED CORRECTED TO 545, DEG. R
IMPELLER CSTG. 405485-0 MACHINED TO 406156-6
GAGE = 3.100
D = 2.302
E = 0.222
K = L411883-1
N = COMPRESSOR SPEED - RPM
ηc = COMPRESSOR ADIABATIC EFFICIENCY
P1C = COMPRESSOR INLET AIR TOTAL PRESSURE - IN. Hg ABS
P2C = COMPRESSOR DISCHARGE AIR TOTAL PRESSURE - IN. Hg ABS
T1C = COMPRESSOR INLET AIR TOTAL TEMPERATURE - °R
T2C = COMPRESSOR DISCHARGE AIR TOTAL TEMPERATURE - °R
W = COMPRESSOR DISCHARGE AIR FLOW LB/MIN
πc = P2C/P1C
Y = (P2C/P1C) .283 - 1
ηc = T1C Y / (T2C - T1C)
73%
72%
70%
67%
65%
60%
55%
50%
RUN WITH NOZZLE #15-002-2
COMPRESSOR HSG. CSTG. 406048-0 MACHINED TO 406047-4
D = 0.580
E = 0.662
F = 2.340
GAGE = 3.100
G = L411883-2
A/R = TORUS
PRESSURE RATIO, P2C/P1C
AD. EFFICIENCY, ηc
W√Tic/545 / Pic/28.4
CORRECTED AIR FLOW, LB/MIN
PROPRIETARY NOTICE
This document is the property of The GARRETT CORPORATION. It is furnished to Inform Buyer of the stated of Seller's performance and is not to be duplicated, used, or disclosed for any other purpose without the prior written permission of The GARRETT CORPORATION.
CALCULATED BY IBM
TRACED BY
CHECKED BY
APPROVED BY
TE06 F-1 TRIM - TORUS - A/R
COMPRESSOR PERFORMANCE
AIRESEARCH INDUSTRIAL DIVISION
01.3014-C



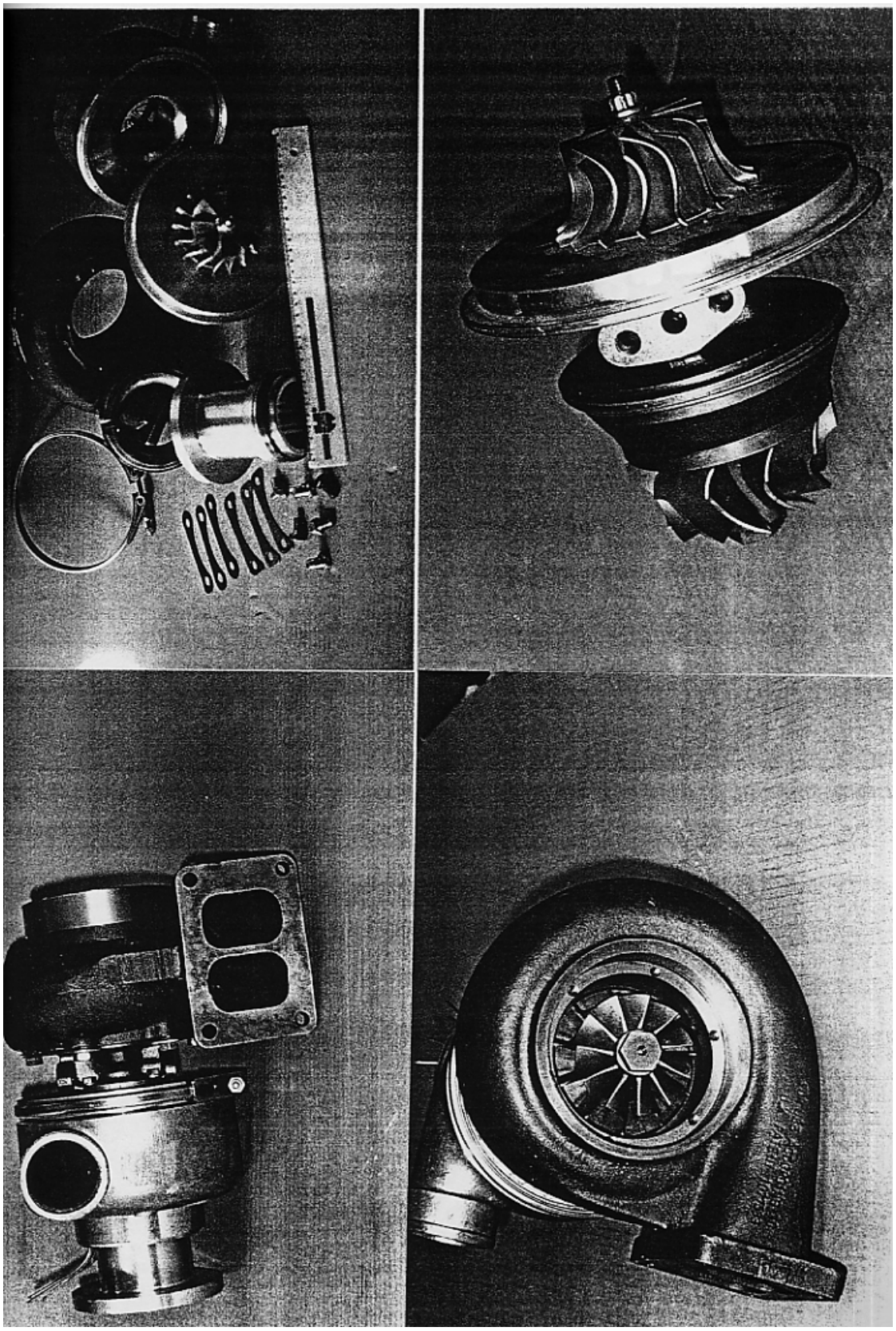
TURBINE PRESSURE RATIO, P1T/P2T
CORRECTED TURBINE GAS FLOW, LB/MIN
$\frac{W\sqrt{T_{1T}/519}}{P_{1T}/29.92}$
η_{TM}
$T_{1T}/T_{1C} = 3.1$
SHAFT WHEEL 406304-9
TURB. HSG. CAST. 408183-12
ATD. CASTING NO
TURB. HSG 408183-2
REF: 02.1061.C IS CASTING NO: 1
MATCHED FLOW
28,450 RPM = $\frac{N}{\sqrt{T_{1T}/519}}$
35,250
39,700
44,050
48,450
52,850
56,650
61,000
TEO6 'E' 1.341A/R
TURBINE PERFORMANCE
02.1123.C
AIRESEARCH INDUSTRIAL DIVISION
1 OF 2

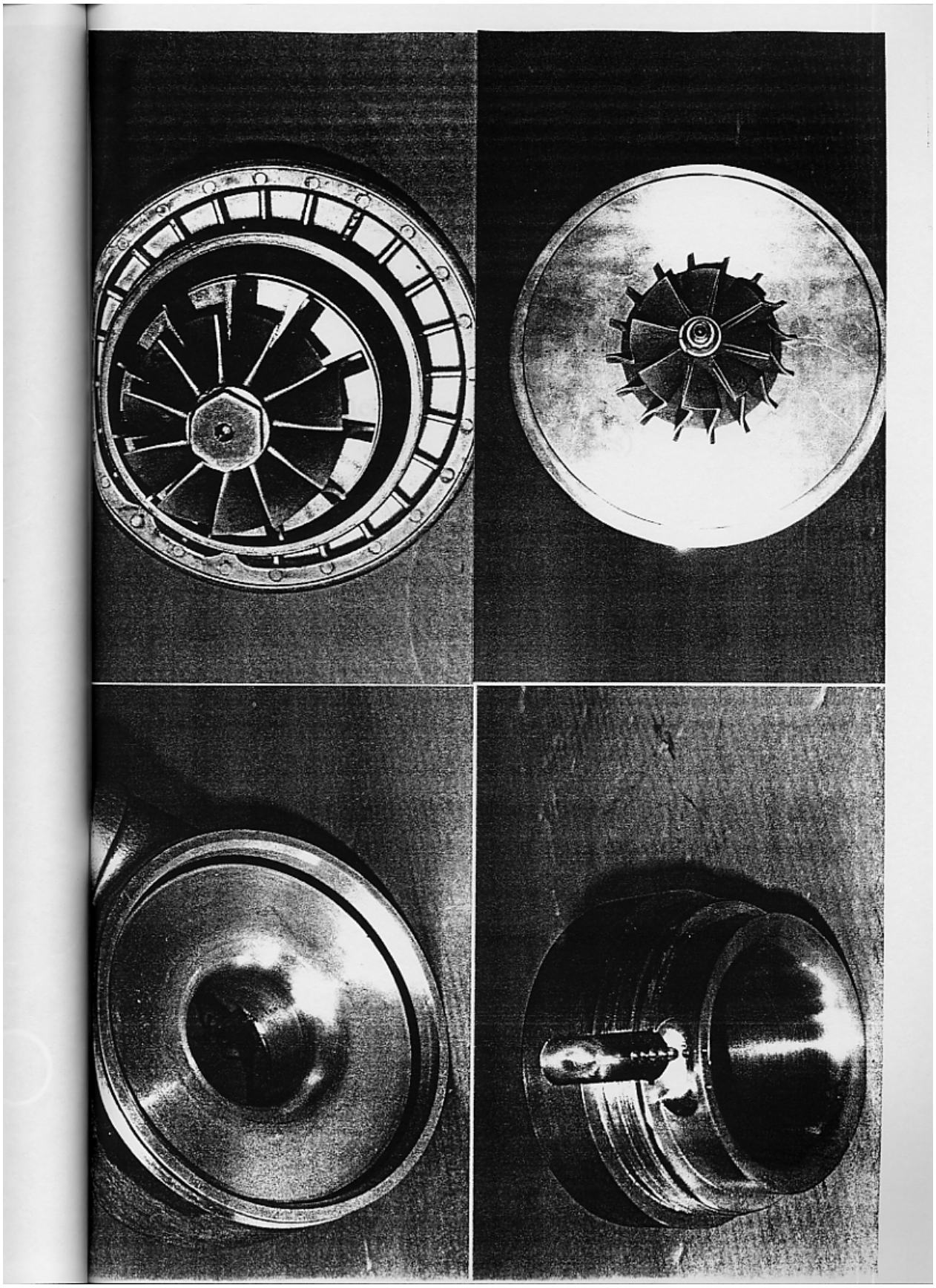

TURBINE PRESSURE RATIO, P1T/P2T
1.00
1.20
1.40
1.60
1.80
2.00
2.20
2.40
2.60
2.80
3.00
3.20
3.40
3.60
3.80
4.00
0.60
0.80
1.00
1.20
1.40
1.60
1.80
2.00
GAS FLOW/AIR FLOW
T606 'E' 1.34 A/R
FLOW RATIO
02.1123.C
2 OF 2

9.3 Vista Desmontada do Turbocompressor TEO679

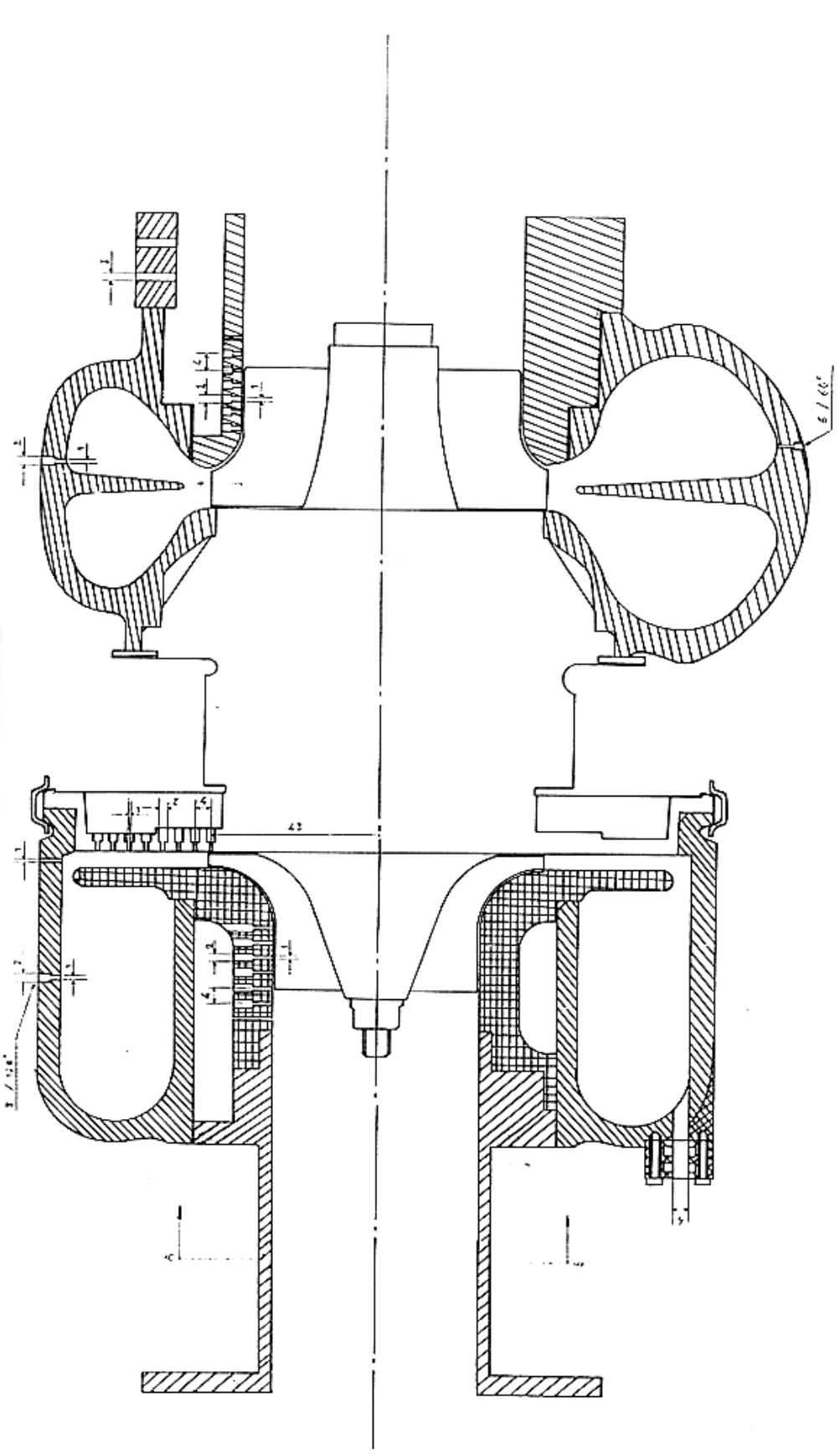

NOTE: ILLUSTRATION FOR REFERENCE ONLY, MAY NOT RESEMBLE ACTUAL PART. USE INDEX AND PART NUMBER TO SELECT PART REQUIRED.
E-1-0231-1

INDEX NO.	NUMBER	DESCRIPTION
1	1	NUT, SELF-LOCKING
2	1	COUPLING, V-BAND
3	1	HOUSING, COMPRESSOR
4	6	BOLT
5		
6	3	PLATE, LOCK
7	3	CLAMP
8		
9	1	HOUSING, TURBINE
10	1	NUT, CASTELLATED, HEXAGON
11	1	WHEEL, COMPRESSOR
12	1	RING, PISTON
13	1	WHEEL ASSY, TURBINE
14	1	SHROUD, WHEEL
15	1	PIN
16	4	BOLT
17	2	PLATE, LOCK
18	1	BACKPLATE ASSY
19	1	RING, SEAL
20	1	RING, PISTON
21	1	SPACER, THRUST
22	1	COLLAR, THRUST
23	1	BEARING, THRUST
24	2	BEARING, JOURNAL (STD. O.D./STD. I.D.)
24	2	BEARING, JOURNAL (.010 O.D./.010 I.D.)
25		
26	3	RING, RETAINING
27	2	PIN, GROOVE
28	1	CENTER HSG
29	1	CHRA (INCLUDES ITEMS 10 THRU 28)
30		NOT USED
35	1	GASKET, OIL INLET
36	1	GASKET, OIL OUTLET

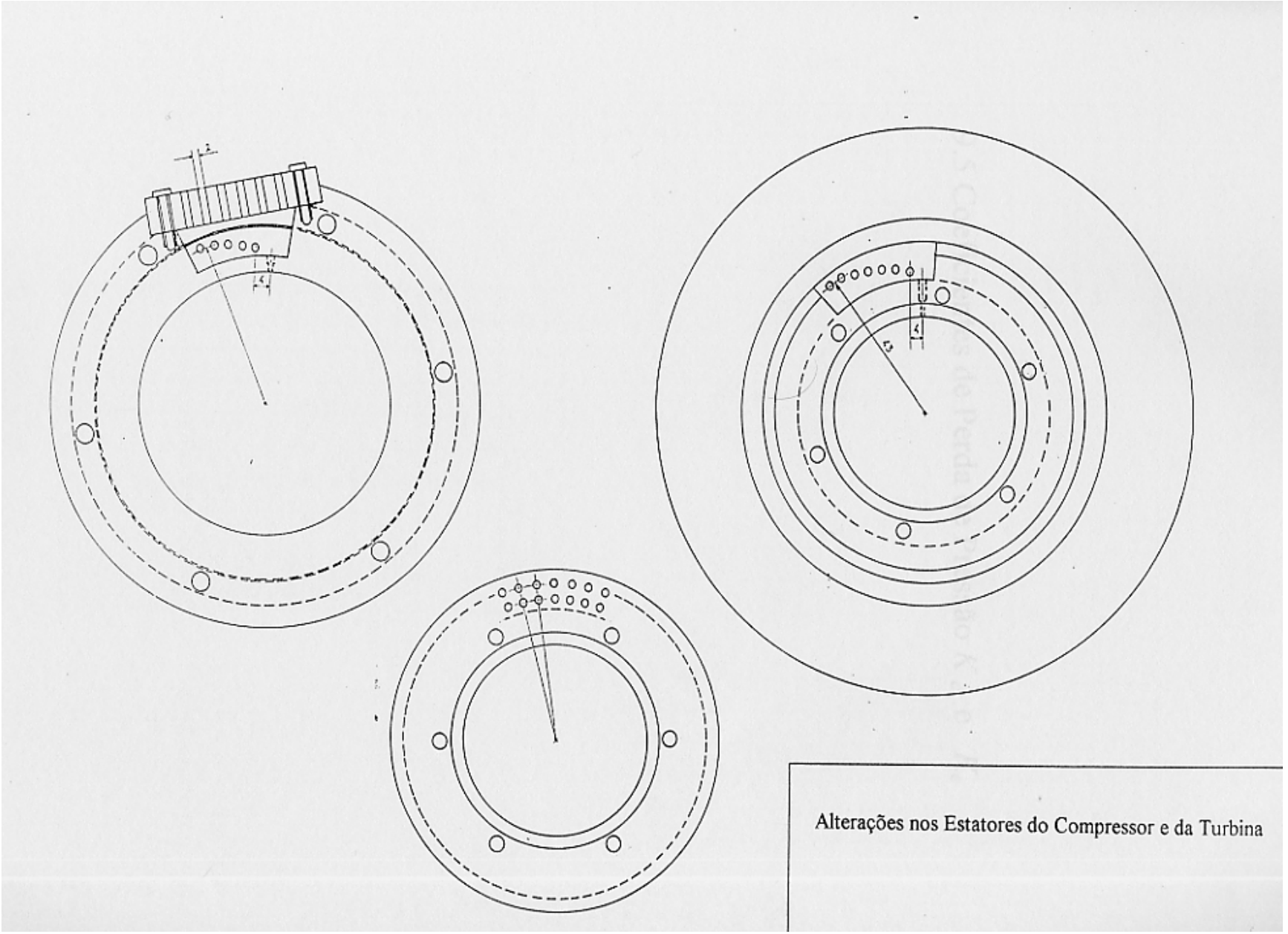




9.4 Corte Meridional do Turbocompressor TEO679 (com alterações)

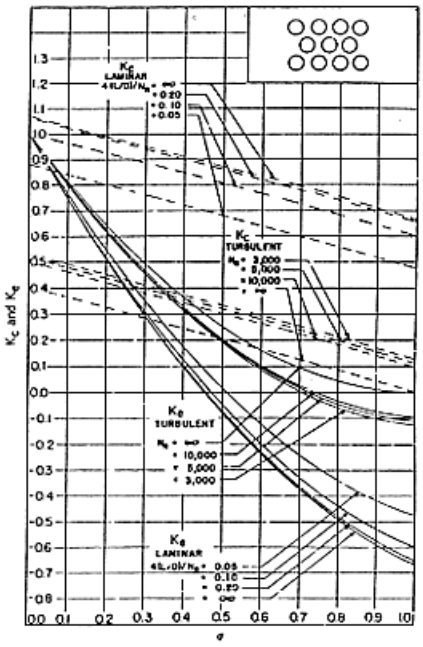


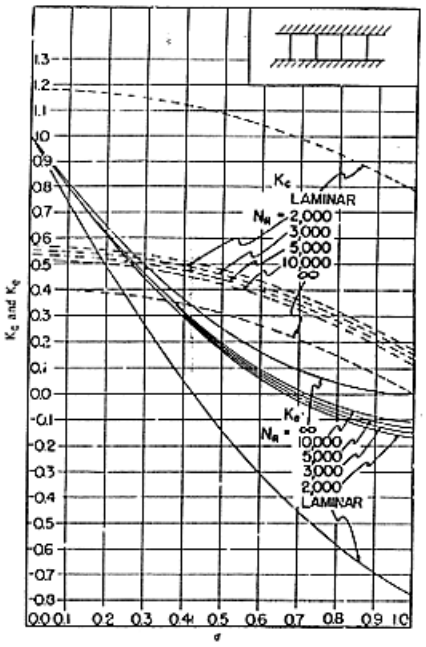
Corte Meridional do Turbocompressor
(com alterações)

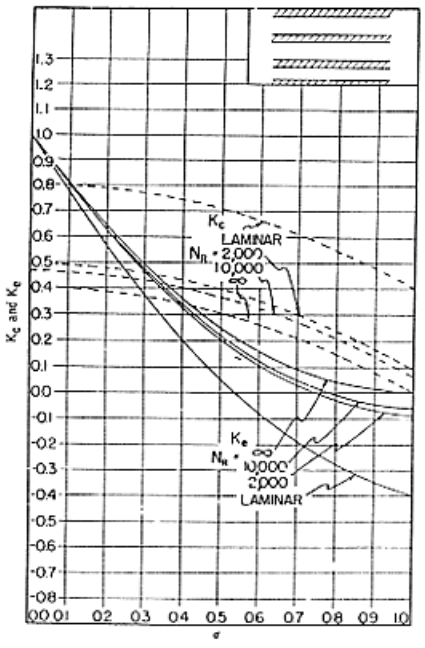


Alterações nos Estatores do Compressor e da Turbina

9.5 Coeficientes de Perda de Pressão K_c e K_e

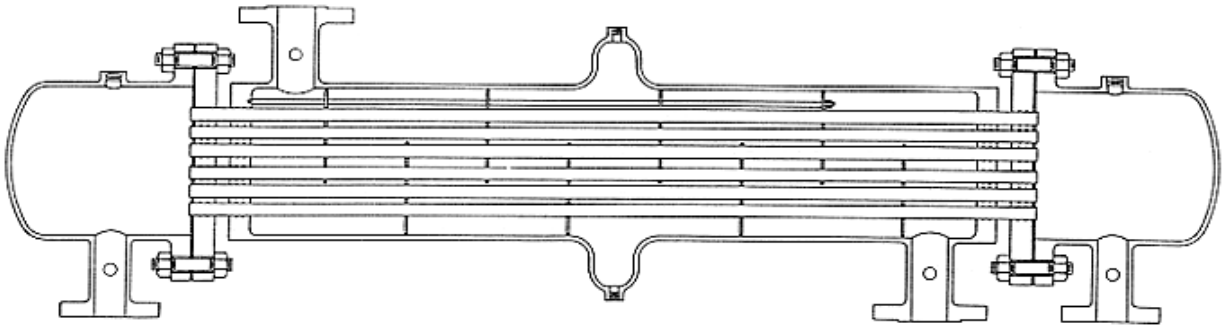


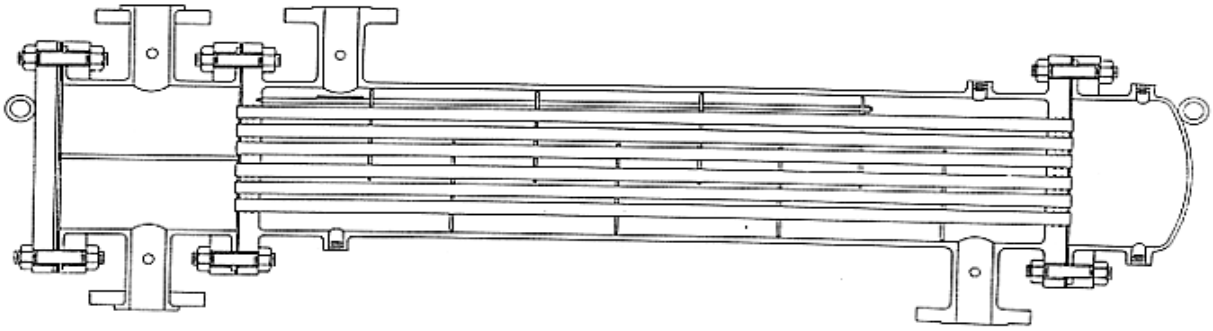


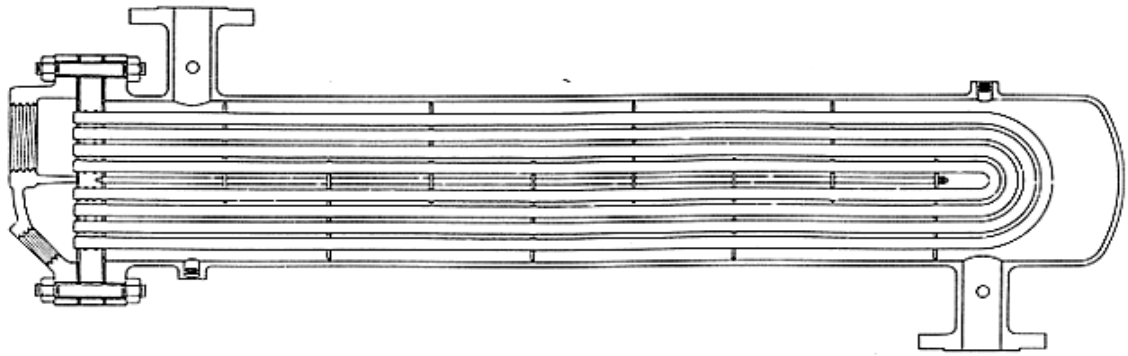


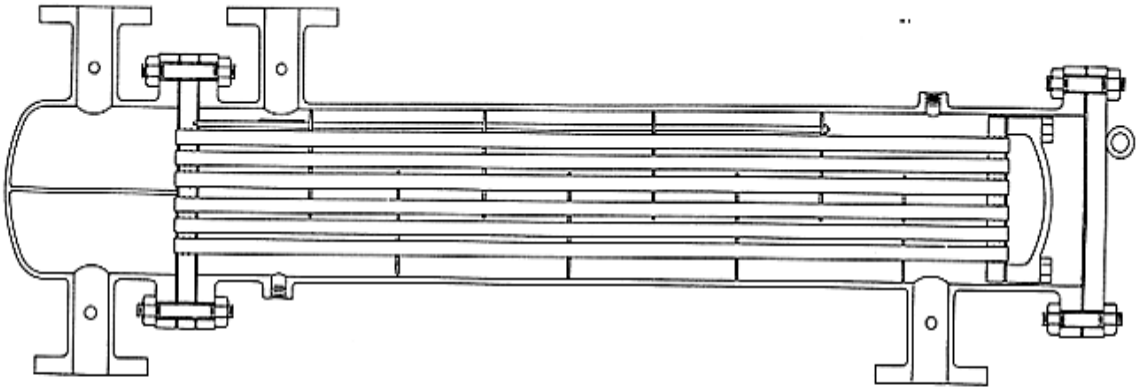
9.6 Soluções Construtivas para Permutadores de Invólucro e Tubos

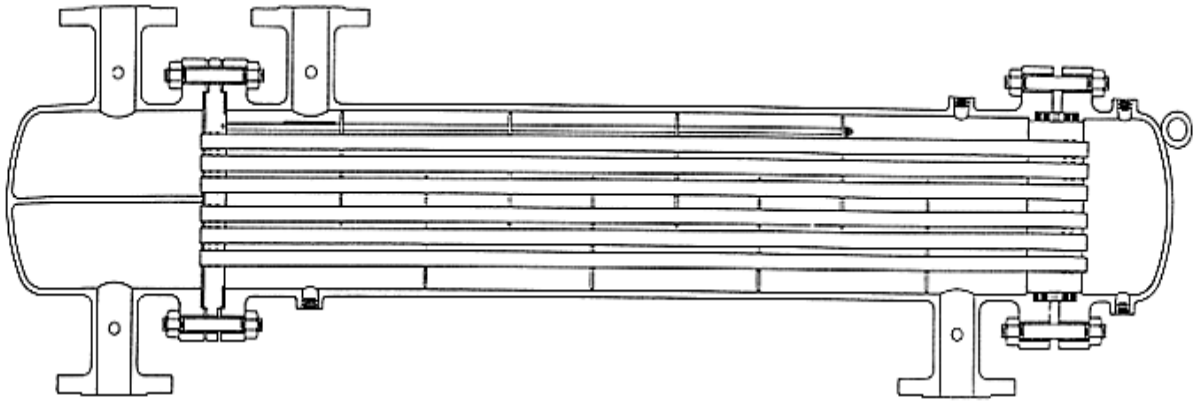
Soluções Construtivas para Permutadores de Invólucro e Tubos

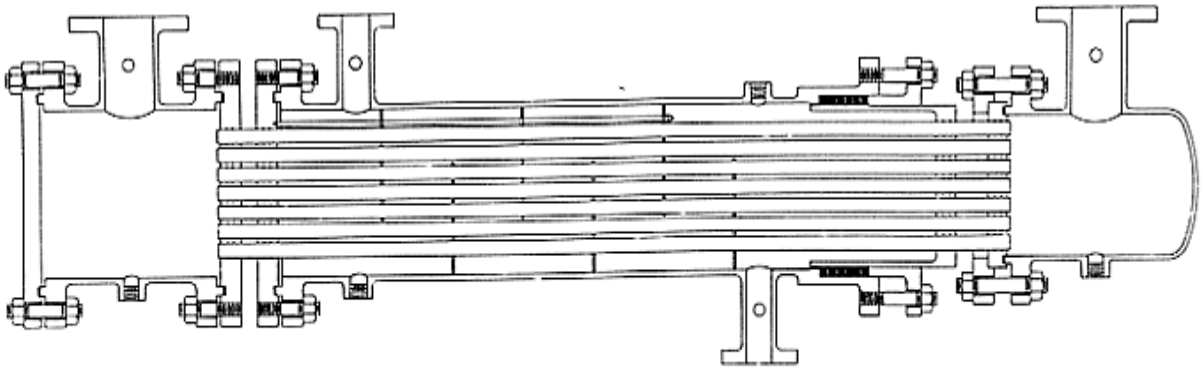






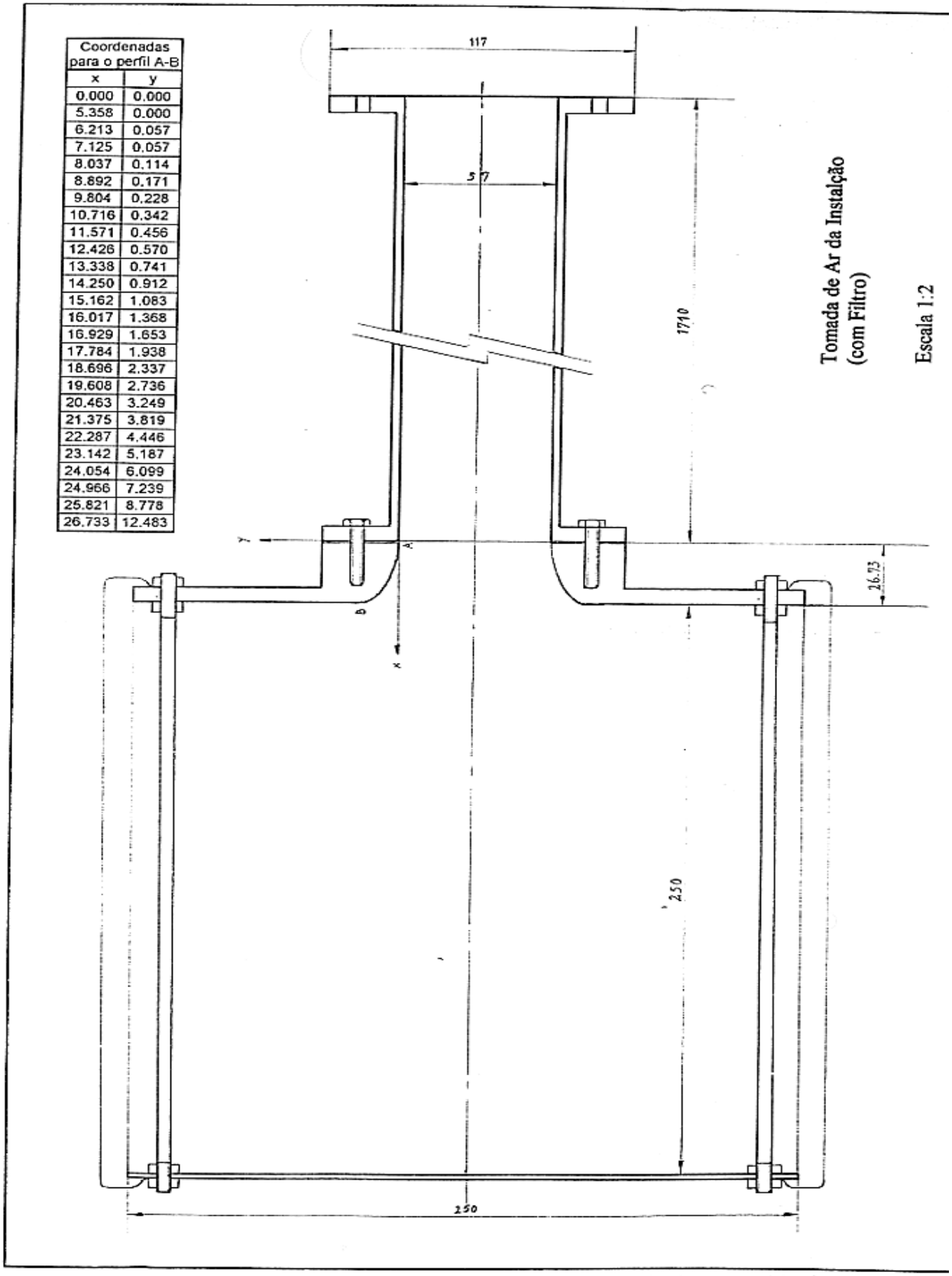






9.7 Desenho da Tomada de Ar para a Instalação

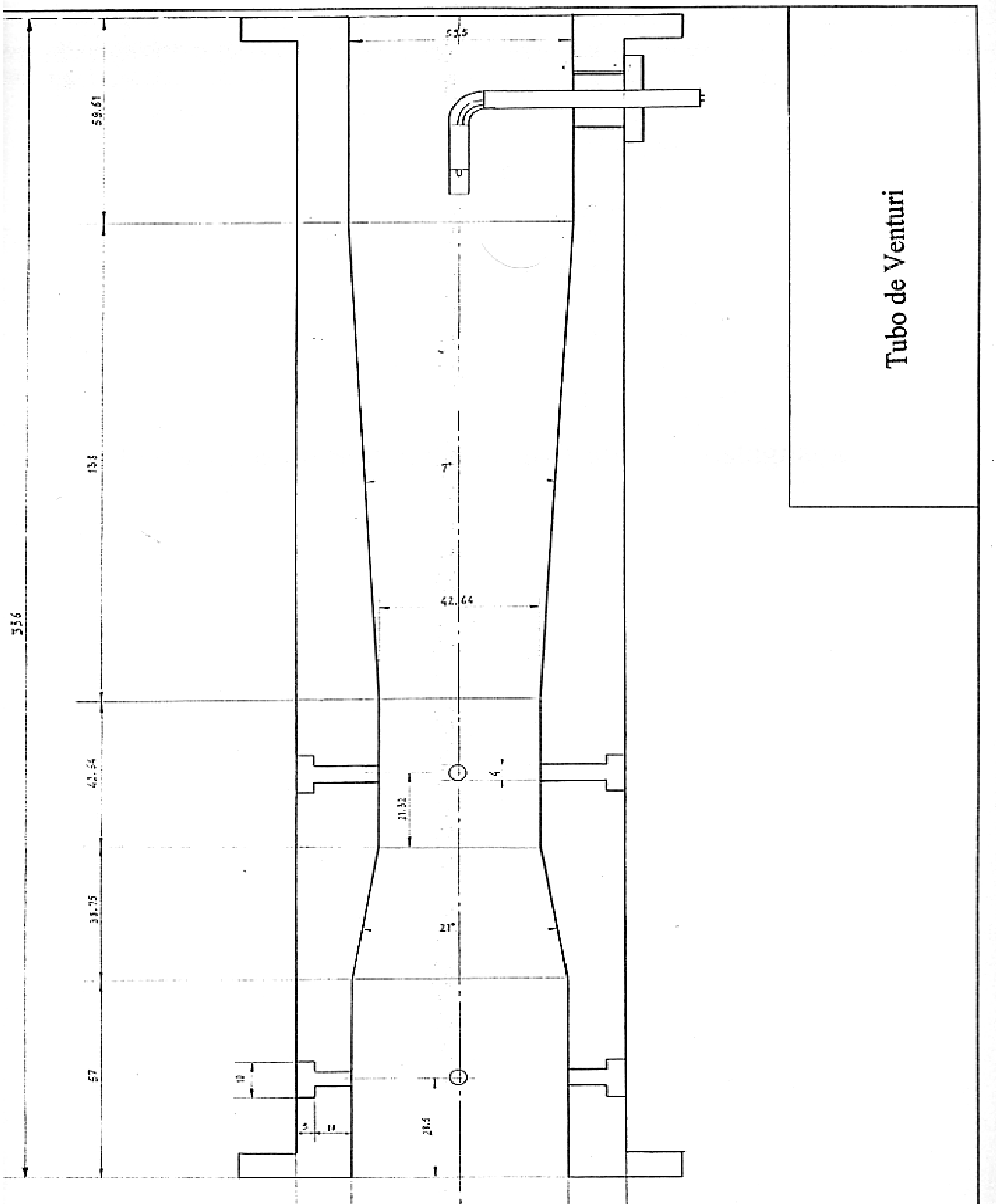
Coordenadas para o perfil A-B	
x	y
0.000	0.000
5.358	0.000
6.213	0.057
7.125	0.057
8.037	0.114
8.892	0.171
9.804	0.228
10.716	0.342
11.571	0.456
12.426	0.570
13.338	0.741
14.250	0.912
15.162	1.083
16.017	1.368
16.929	1.653
17.784	1.938
18.696	2.337
19.608	2.736
20.463	3.249
21.375	3.819
22.287	4.446
23.142	5.187
24.054	6.099
24.966	7.239
25.821	8.778
26.733	12.483



Tomada de Ar da Instalção
(com Filtro)

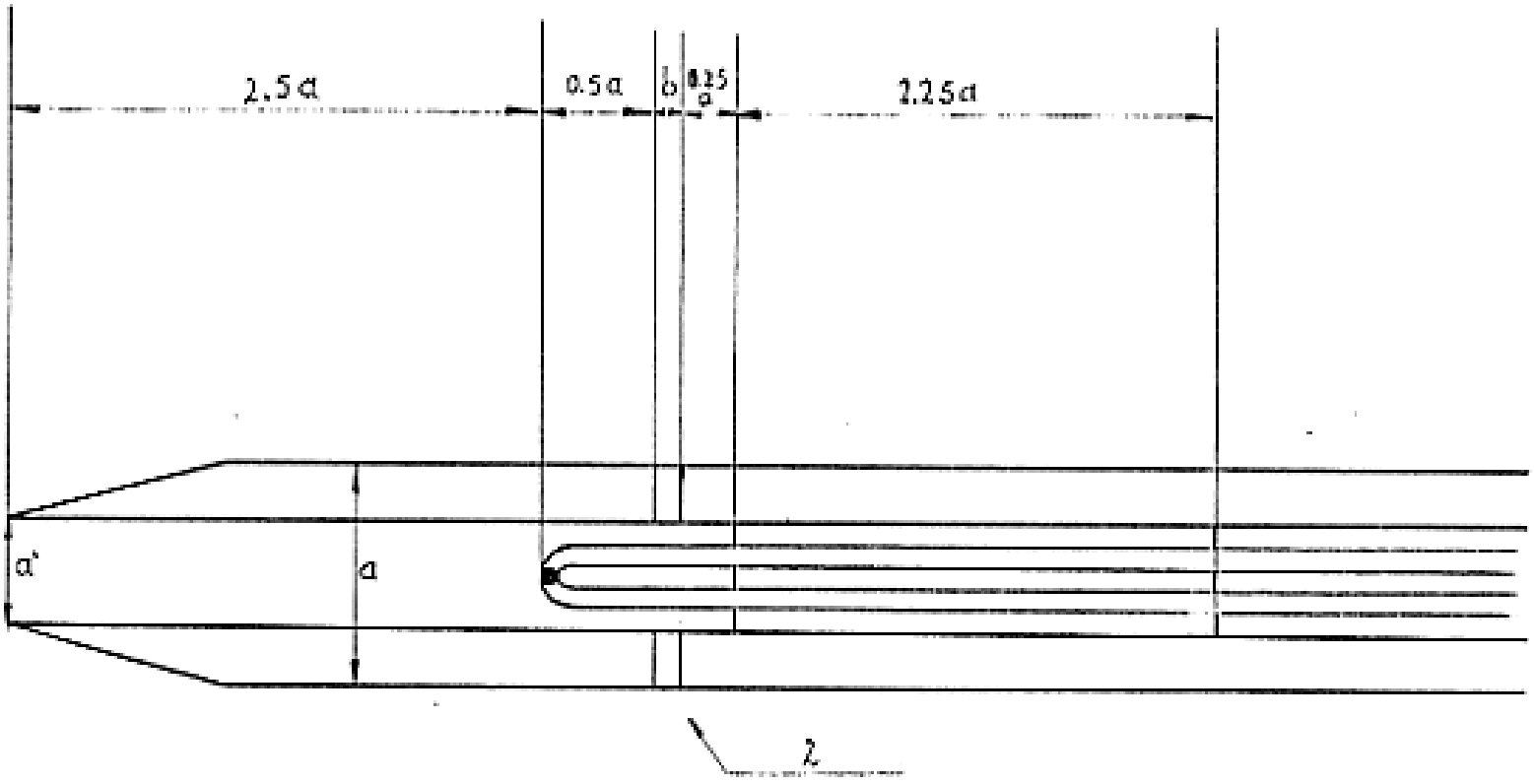
Escala 1:2

9.8 Desenho do Tubo de Venturi


Tubo de Venturi
55.5
59.61
158
336
42.64
21.32
38.75
7°
21°
57
28.5
77

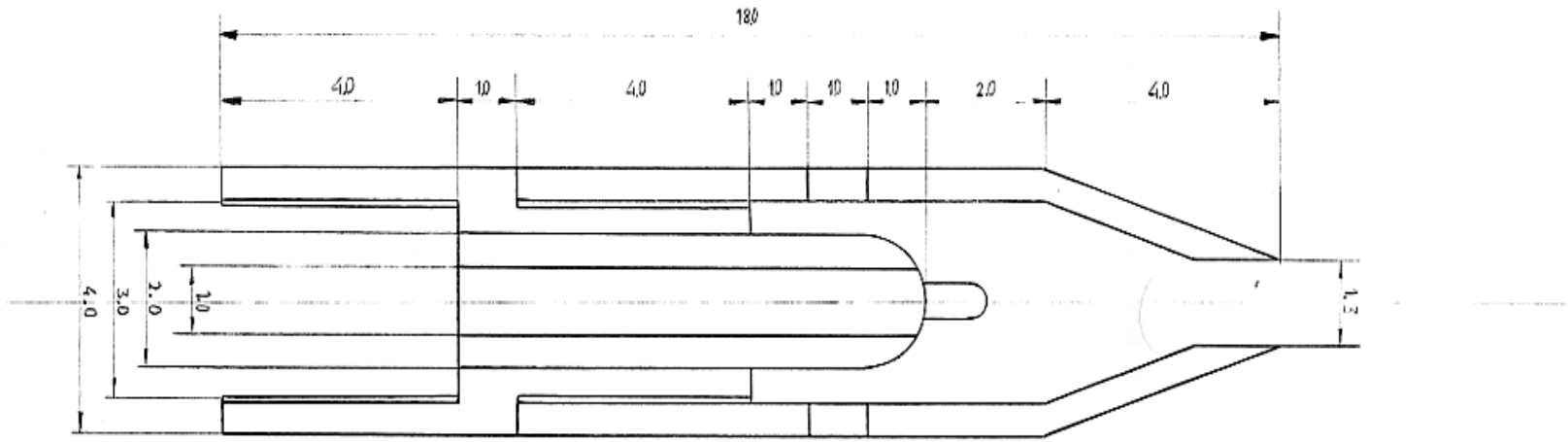
9.9 Desenhos da Sonda de Temperatura de Estagnação

Sonda de Temperatura de Estagnação (A)



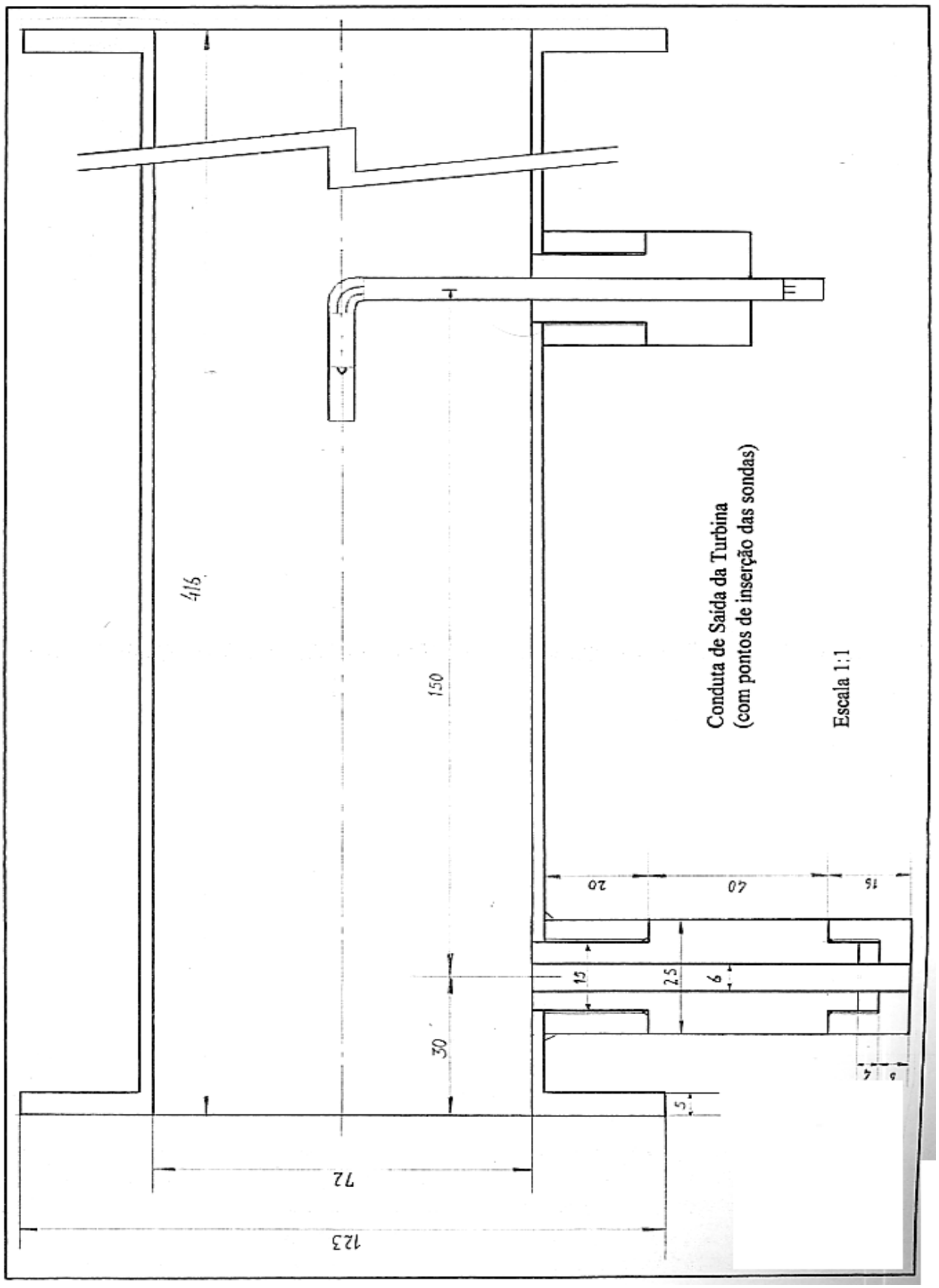
$$0.16\,a' \leq b \leq 0.32\,a'$$

Sonda de Temperatura de Estagnação (B)

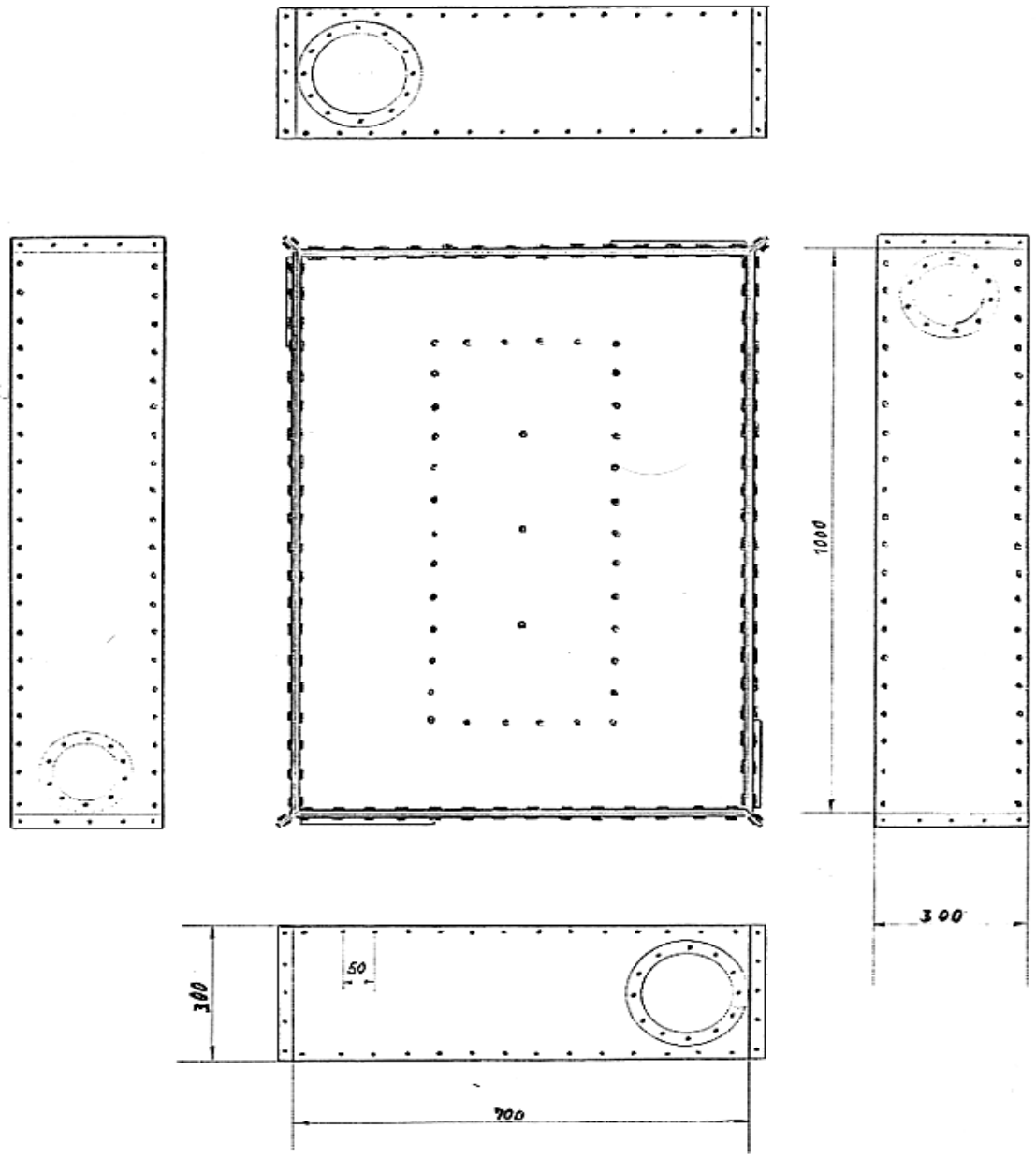


Escala 10:1

9.10 Desenho da Conduta de Saída da Turbina

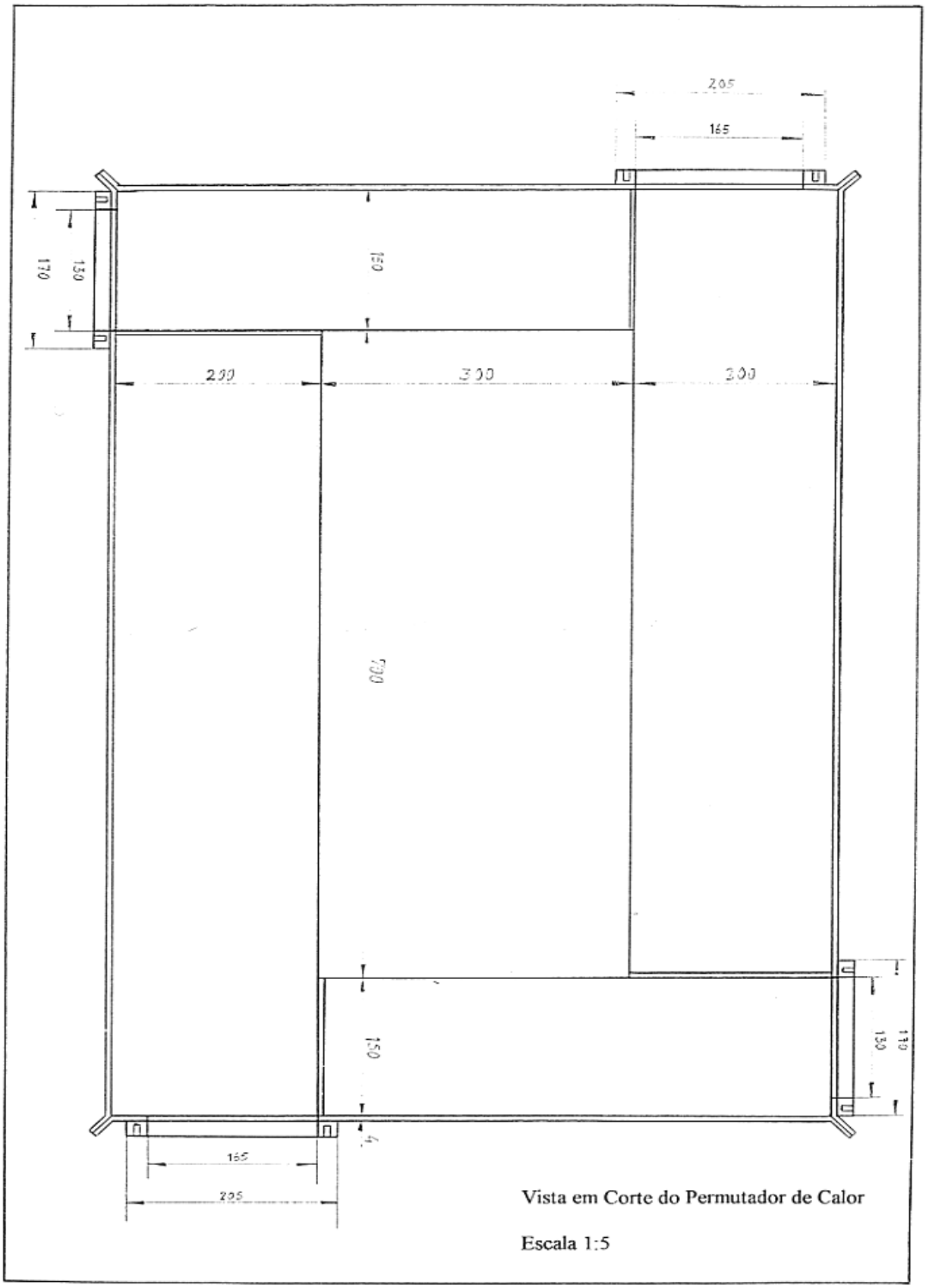

Conduta de Saída da Turbina
(com pontos de inserção das sondas)
Escala 1:1
416
150
30
72
123
20
40
15
15
25
6
5
4
5

9.11 Desenhos do Permutador



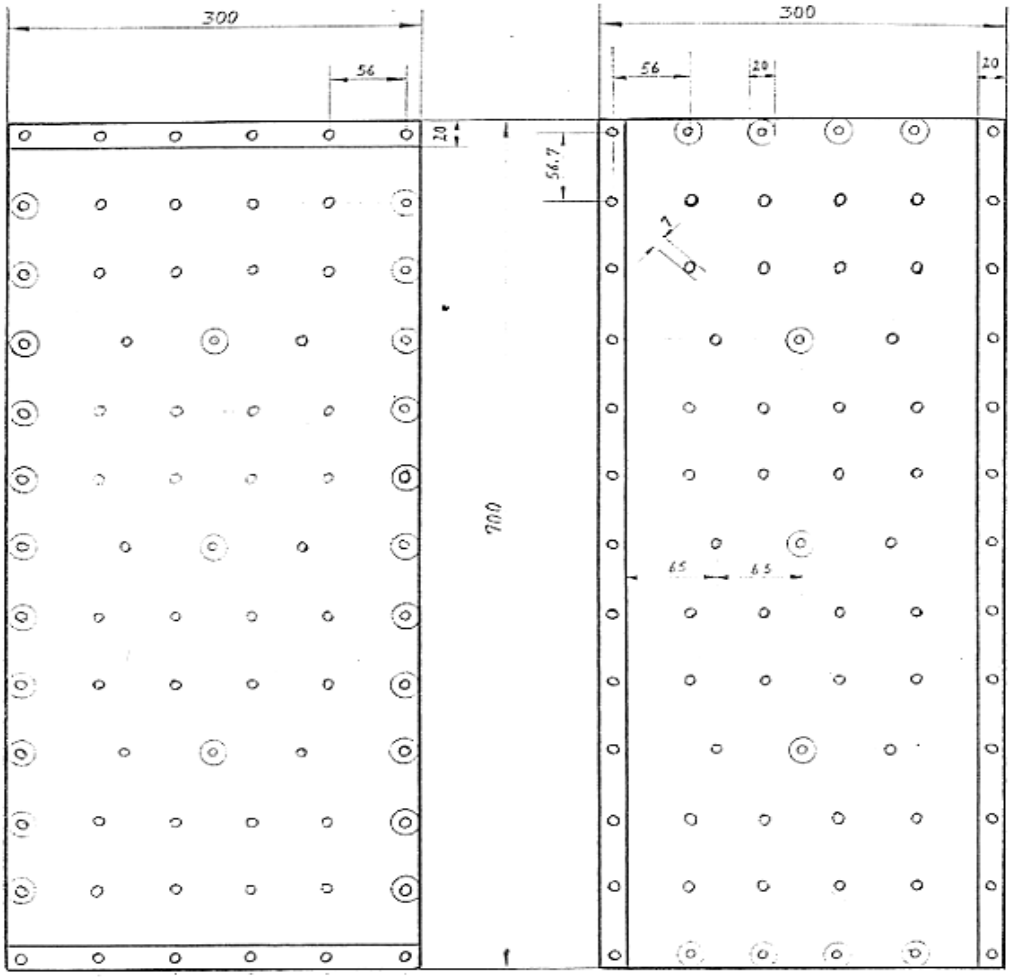
Vistas do Permutador de Calor

Escala 1:10



Vista em Corte do Permutador de Calor

Escala 1:5



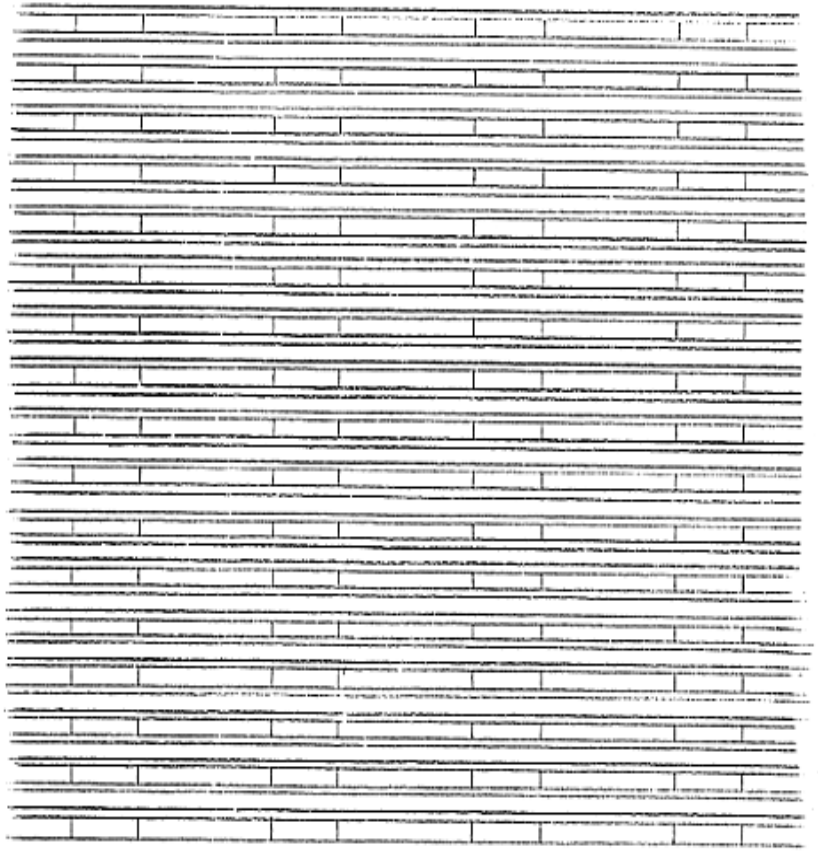
(a) Chapa do Gás

(b) Chapa do Ar

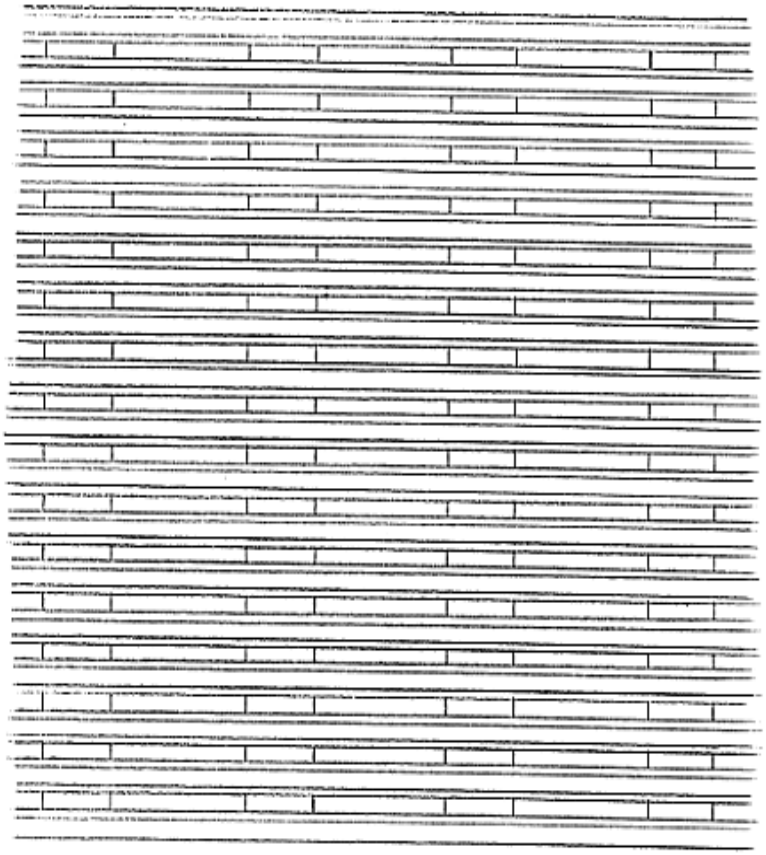
Chapas do Permutador

Espessura das chapas: 0.5 mm
Espessura dos separadores e anilhas: 2 mm
Número de chapas: 101 [alternando (a) e (b)]
Material : Aço inoxidavel

Escala 1:5



Vista Frontal

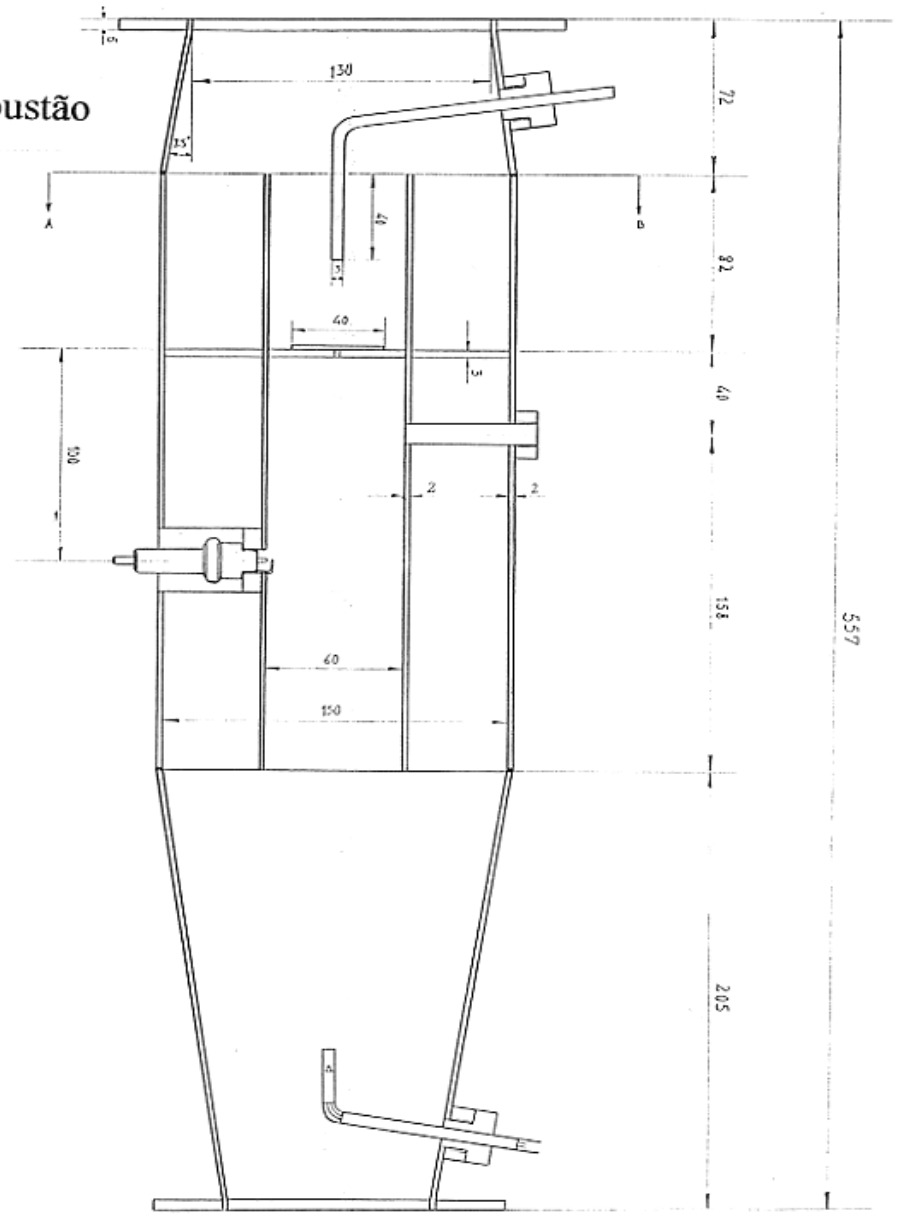


Vista Lateral

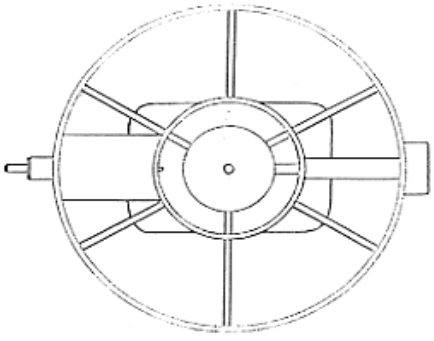
Pormenor da Matriz

9.12 Desenho da Câmara de Combustão

Câmara de Combustão

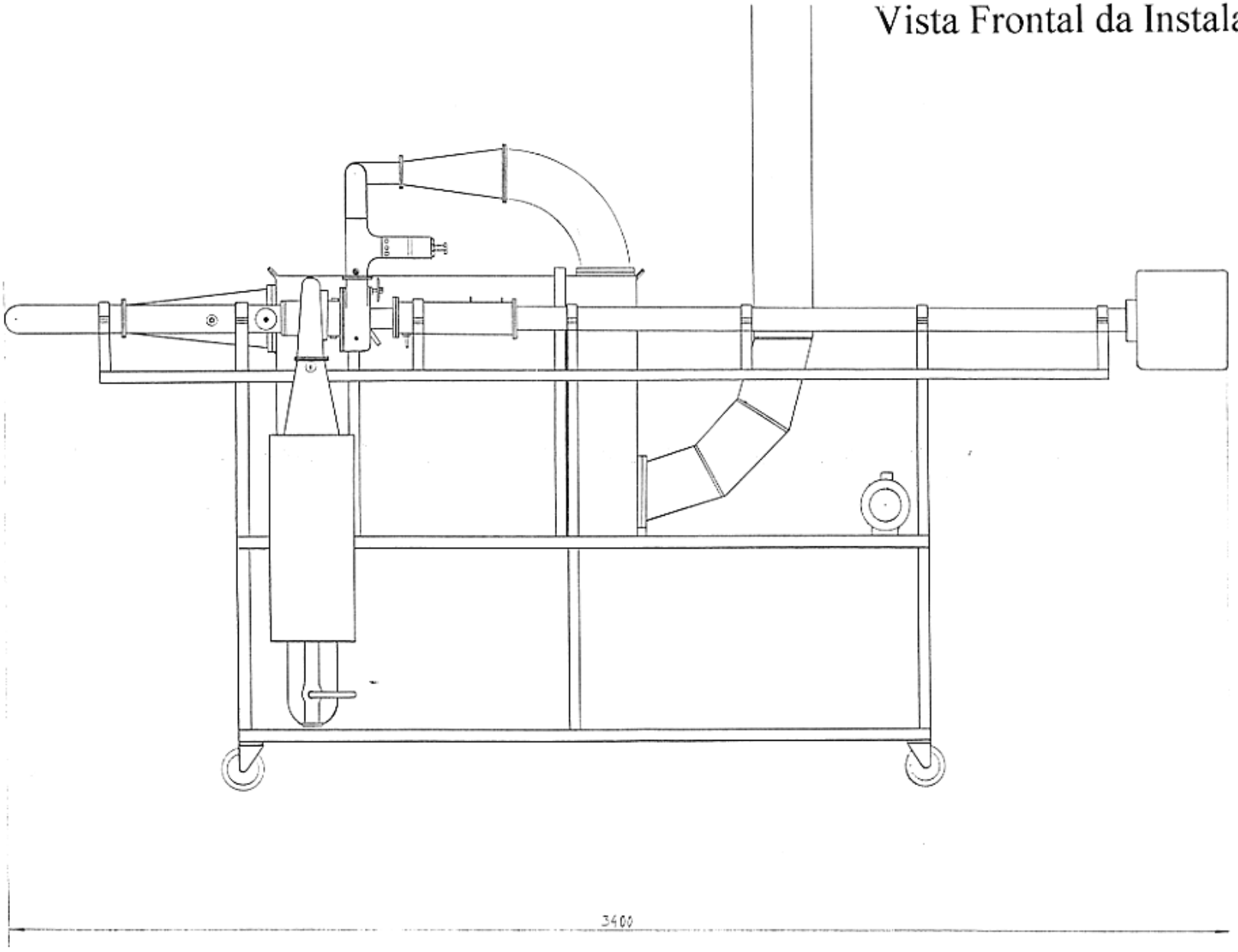


Corte pela secção A-B

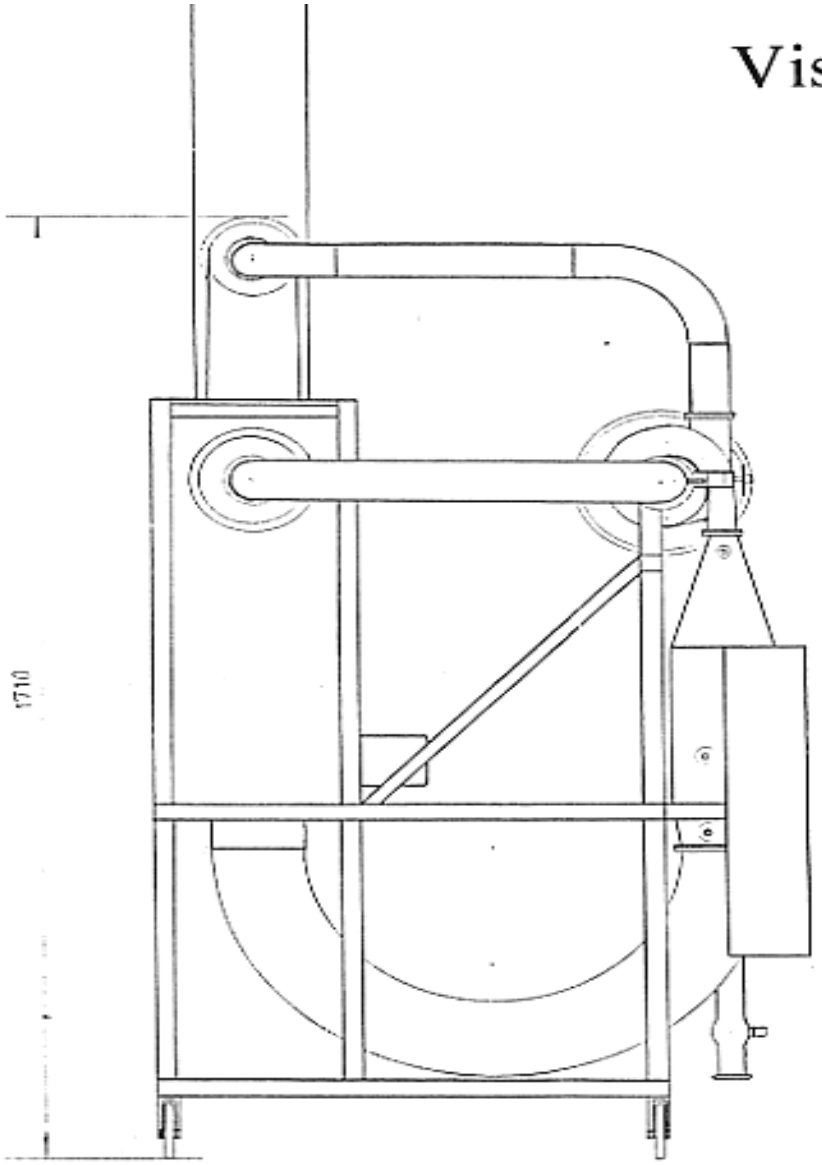


9.13 Desenhos Globais da Instalação

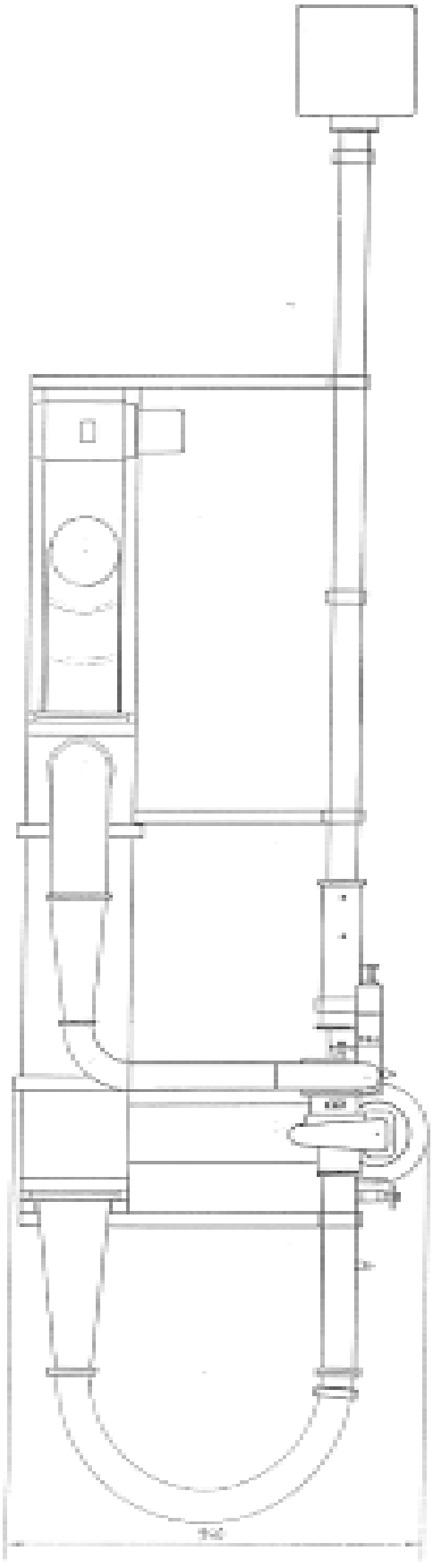
Vista Frontal da Instalação



Vista Lateral da Instalação



Vista Superior da Instalação



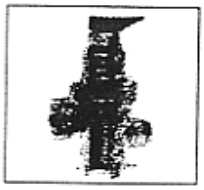
9.14 Tabela de Válvulas de Segurança

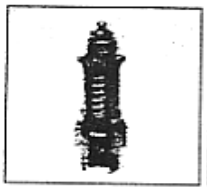
ESTABELECIMENTOS de IMPORTAÇÃO
ernesto F. d'oliveira, s.a.
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS
Rua Vale Formoso de Baixo, 98-100 - 1900 LISBOA
Telefone: (01) 868 24 75 - Fax: (01) 868 67 86

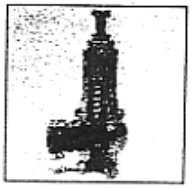
Válvulas de Segurança

Art.: OR490

Art.: OR495


Art.: OR511


Art.: OR1810


Art.: OR1811

Art.: OR1813

Código	Artigo	Ø
05.00490.015	Art. OR490 - Válvula de Segurança pré-regulada c/membrana - M/F	1/2"
05.00490.020	Art. OR490 - Válvula de Segurança pré-regulada c/membrana - M/F	3/4"
05.00490.025	Art. OR490 - Válvula de Segurança pré-regulada c/membrana - M/F	1"
05.00493.015	Art. OR493 - Válvula de Segurança c/chapéu plástico - M/F	1/2"
05.00495.015	Art. OR495 - Válvula de Segurança c/membrana - F/F	1/2"
05.00495.020	Art. OR495 - Válvula de Segurança c/membrana - F/F	3/4"
05.00495.025	Art. OR495 - Válvula de Segurança c/membrana - F/F	1"
05.00510.015	Art. OR510 - Válvula de Segurança c/chapéu plástico - M/F	1/2"
05.00511.015	Art. OR511 - Válvula de Segurança pré-regulada c/membrana E.P.M. - M/M	1/2"
05.01810.010	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	3/8"
05.01810.015	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	1/2"
05.01810.020	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	3/4"
05.01810.025	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	1"
05.01810.032	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	11/4"
05.01810.040	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	11/2"
05.01810.050	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	2"
05.01810.065	Art. OR1810 - Válv. Segur. de mola c/ descarga livre e c/séde metálica	21/2"
05.01811.010	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	3/8"
05.01811.015	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	1/2"
05.01811.020	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	3/4"
05.01811.025	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	1"
05.01811.032	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	11/4"
05.01811.040	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	11/2"
05.01811.050	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	2"
05.01811.065	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	21/2"
05.01811.080	Art. OR1811 - Válv. Segurança de mola em esquadria c/séde metálica	3"
05.01813.010	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	3/8"
05.01813.015	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	1/2"
05.01813.020	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	3/4"
05.01813.025	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	1"
05.01813.032	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	11/4"
05.01813.040	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	11/2"
05.01813.050	Art. OR1813 - Válv. Seg. c/Contra-Peso c/séde metálica	2"

9.15 Listagem dos Programas

9.15.1 TURBO

```
CLS

PRINT " PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE UMA INSTALAÇÃO DE ENSAIO PARA GRUPOS TURBOCOMPRESSORES ";
PRINT "DE SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA "
PRINT
PRINT " Aplicável a m quinas radiais com um único andar de compressor (sem pás de "
PRINT " pré-guiamento e com difusor anular livre) e expansão (tubeira em espiral), "
PRINT " funcionando em condições nominais. "
PRINT

GOSUB TOMADA.DE.VALORES

INPUT " DESEJA SIMULAR CONDIÇÕES DE ARRANQUE (y/n) "; Arranque$

IF Arranque$ = "Y" THEN Arranque$ = "y"
IF Arranque$ = "N" THEN Arranque$ = "n"
IF Arranque$ <> "y" THEN Arranque$ = "n"

GOSUB CONVERSAO.DE.VALORES

T05 = T052
N = N2

IF Arranque$ = "y" THEN

   T05 = T051
   N = N1

END IF

DO

   DO

      GOSUB CALCULO.DA.RODA.DO.COMPRESSOR
      GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR

      DO

         C = T0cc

         GOSUB CALCULO.DA.CAMARA.DE.COMBUSTAO

         IF Arranque$ = "y" THEN GOSUB CALCULO.DO.ARRANQUE

         GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.TUBEIRA
         GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA
         GOSUB CALCULO.DA.SAIDA.DA.RODA.DA.TURBINA

      LOOP UNTIL ABS(C - T0cc) < .01 OR INKEY$ = "q"

      N = N + k1 * (Pt - Pc) / N

      ctn = ctn + 1

      PRINT ctn, N * 30 / pi, Pc, Pt
      IF Pc < 0 OR Pt < 0 THEN PRINT " Não é  possível funcionamento estável. ": SLEEP: STOP
      IF ctn > 2000 THEN STOP

   LOOP UNTIL ABS(Pt - Pc) < .1

   GOSUB CALCULO.DA.CONDUTA.DE.EXAUSTAO

   IF Arranque$ = "n" THEN T05 = T05 + k2 * (P1 - P8) / T05
   IF Arranque$ = "y" THEN T05 = T05 - k2 * (P1 - P8) / T05

LOOP UNTIL INKEY$ = "q" OR ABS(P1 - P8) < 1

GOSUB CALCULO.DAS.PRESSOES.NO.DIFUSOR
GOSUB CALCULO.DAS.PRESSOES.NA.TUBEIRA
GOSUB CALCULOS.DIVERSOS
```

```
GOSUB RESULTADOS

END

TOMADA.DE.VALORES:

OPEN "C:\TURBO\TURBODAT.BAS" FOR INPUT AS #1
INPUT #1, e, L4, D2e, D2i, D3, D4, b3, Z2, z3, s2, s3, beta2i, beta2e, beta3
INPUT #1, P1, T1, R1, gama1, wa, Pa, Ta, L5, D5, D8, D6, D7e, D7i
INPUT #1, b6, z6, Z7, s6, s7, beta6, beta7i, beta7e
INPUT #1, cr1, cr2, cr3, cr4, cr5, cr6, cr7, cr8, cr9, tr1, tr2, tr3, tr4, tr5, tr6, tr7
INPUT #1, rrc, rrt, rdc, rtt, cfdc, cftt, rvc, rvt, rmc, rmt, g
INPUT #1, ppca, ppapc, ppgpc, ppcc, rc, Dcc, H, R5, gama5
INPUT #1, N1, N2, T051, T052, k1, k2
CLOSE

DO

   PRINT
   PRINT " DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA E TERMODINÂMICA DA INSTALAÇÃO "
   PRINT
   PRINT " 1 - DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA DO COMPRESSOR "
   PRINT " 2 - DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA DA TURBINA "
   PRINT " 3 - POSIÇÕES DAS TOMADAS DE PRESSÃO NO DIFUSOR "
   PRINT " 4 - POSIÇÕES DAS TOMADAS DE PRESSÃO NA TUBEIRA "
   PRINT " 5 - CÂMARA DE COMBUSTÃO E PERMUTADOR DE CALOR "
   PRINT " 6 - CONDIÇÕES ESTÁTICAS Á ENTRADA DA CONDUTA DO COMPRESSOR "
   PRINT " 7 - CONDIÇÕES ESTÁTICAS Á SAÍDA DA CONDUTA DA FONTE DE AR AUXILIAR "
   PRINT " 8 - ESTIMATIVA DAS PERDAS E RENDIMENTOS "
   PRINT " 9 - INICIALIZAÇÃO DE VARIÁVEIS "
   PRINT
   PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."
   PRINT

   INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", B

   CLS

   IF B = 1 THEN

      DO

         PRINT " DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA DO GRUPO TURBOCOMPRESSOR "
         PRINT
         PRINT " COMPRESSOR "
         PRINT
         PRINT "  1 - Distância do Eixo da Máquina  ao"
         PRINT USING "      Eixo de Saída da Caixa do Difusor (mm) ..... ###.# "; L4
         PRINT USING "  2 - Diâmetro de Entrada da Roda (mm) ..... ###.# "; D2e
         PRINT USING "  3 - Diâmetro do Cubo (mm)..... ###.# "; D2i
         PRINT USING "  4 - Diâmetro de Saída da Roda (mm) ..... ###.# "; D3
         PRINT USING "  5 - Diâmetro de Saída da Caixa do Difusor (mm)..... ###.# "; D4
         PRINT USING "  6 - Largura de Saída (mm) ..... ###.# "; b3
         PRINT USING "  7 - Número de Pás   Entrada .....  ##     "; Z2
         PRINT USING "  8 - Número de Pás   Saída .....  ##     "; z3
         PRINT USING "  9 - Espessura das Pás   Entrada (mm) .....  ##.# "; s2
         PRINT USING " 10 - Espessura das Pás   Saída (mm) .....  ##.# "; s3
         PRINT USING " 11 - ângulo das Pás   Entrada (Junto ao Cubo) (graus) ..... ###.# "; beta2i
         PRINT USING " 12 - ângulo das Pás   Entrada (Junto ao Estator) (graus)..... ###.# "; beta2e
         PRINT USING " 13 - ângulo das Pás   Saída (graus) ..... ###.# "; beta3
         PRINT
         PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."

         INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

         PRINT

         IF A = 1 THEN INPUT " Distância do Eixo da Máquina ao Eixo de Saída da Caixa do Difusor (mm) "; L4
         IF A = 2 THEN INPUT " Diâmetro de Entrada da Roda (mm) "; D2e
         IF A = 3 THEN INPUT " Diâmetro do Cubo (mm) "; D2i
         IF A = 4 THEN INPUT " Diâmetro de Saída da Roda (mm) "; D3
         IF A = 5 THEN INPUT " Diâmetro de Saída da Caixa do Difusor(mm) "; D4
         IF A = 6 THEN INPUT " Largura de Saída (mm) "; b3
         IF A = 7 THEN INPUT " Número de Pás   Entrada "; Z2
         IF A = 8 THEN INPUT " Número de Pás   Saída "; z3
         IF A = 9 THEN INPUT " Espessura das Pás   Entrada (mm) "; s2
```

```
    IF A = 10 THEN INPUT " Espessura das Pás   Saída (mm) "; s3
    IF A = 11 THEN INPUT " ângulo das Pás   Entrada (Junto ao Cubo) (graus) "; beta2i
    IF A = 12 THEN INPUT " ângulo das Pás   Entrada (Junto ao Estator) (graus) "; beta2e
    IF A = 13 THEN INPUT " ângulo das Pás   Saída (graus) "; beta3

    CLS

  LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 2 THEN

  DO

    PRINT " DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA DO GRUPO TURBOCOMPRESSOR "
    PRINT
    PRINT " TURBINA "
    PRINT
    PRINT "  1 - Distância do Eixo da Máquina  ao "
    PRINT USING "      Eixo de Entrada da Conduta em Espiral (mm) ..... ###.# "; L5
    PRINT USING "  2 - Diâmetro de Entrada da Conduta em Espiral da Tubeira (mm) ..... ###.# "; D5
    PRINT USING "  3 - Diâmetro de Saída da Conduta de exaustão (mm) ..... ###.# "; D8
    PRINT USING "  4 - Diâmetro de Entrada da Roda (mm) ..... ###.# "; D6
    PRINT USING "  5 - Diâmetro de Saída da Roda (mm) ..... ###.# "; D7e
    PRINT USING "  6 - Diâmetro do Cubo (mm) ..... ###.# "; D7i
    PRINT USING "  7 - Largura de Entrada (mm) ..... ###.# "; b6
    PRINT USING "  8 - Número de Pás   Entrada .....  ##     "; z6
    PRINT USING "  9 - Número de Pás   Saída .....  ##     "; Z7
    PRINT USING " 10 - Espessura das Pás   Entrada (mm) .....  ##.# "; s6
    PRINT USING " 11 - Espessura das Pás   Saída (mm) .....  ##.# "; s7
    PRINT USING " 12 - ângulo das Pás   Entrada (graus) ..... ###.# "; beta6
    PRINT USING " 13 - ângulo das Pás   Saída (Junto ao Cubo) (graus) ..... ###.# "; beta7i
    PRINT USING " 14 - ângulo das Pás   Saída (Junto ao Estator) (graus) ..... ###.# "; beta7e
    PRINT
    PRINT " Pressione Enter  para Efectuar o Cálculo."

    INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

    PRINT

    IF A = 1 THEN INPUT " Distância do Eixo da M quina ao Eixo de Entrada da Conduta em Espiral (mm) "; L5
    IF A = 2 THEN INPUT " Diâmetro de Entrada da Conduta em Espiral da Tubeira (mm) "; D5
    IF A = 3 THEN INPUT " Diâmetro de Saída da Conduta de exaustão (mm) "; D8
    IF A = 4 THEN INPUT " Diâmetro de Entrada da Roda (mm) "; D6
    IF A = 5 THEN INPUT " Diâmetro de Saída da Roda (mm) "; D7e
    IF A = 6 THEN INPUT " Diâmetro do Cubo (mm) "; D7i
    IF A = 7 THEN INPUT " Largura de Entrada (mm) "; b6
    IF A = 8 THEN INPUT " Número de Pás   Entrada "; z6
    IF A = 9 THEN INPUT " Número de Pás   Saída "; Z7
    IF A = 10 THEN INPUT " Espessura das Pás   Entrada (mm) "; s6
    IF A = 11 THEN INPUT " Espessura das Pás   Saída (mm) "; s7
    IF A = 12 THEN INPUT " ângulo das Pás   Entrada (graus) "; beta6
    IF A = 13 THEN INPUT " ângulo das Pás   Saída (Junto ao Cubo) (graus) "; beta7i
    IF A = 14 THEN INPUT " ângulo das Pás   Saída (Junto ao Estator) (graus) "; beta7e

    CLS

  LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 3 THEN

  DO

    PRINT " POSIÇÕES DAS TOMADAS DE PRESSÃO NO DIFUSOR "
    PRINT
    PRINT " Distância ao Eixo (mm): "
    PRINT
    PRINT USING "                    Posição 1 ..... ###.#  "; cr1
    PRINT USING "                    Posição 2 ..... ###.#  "; cr2
    PRINT USING "                    Posição 3 ..... ###.#  "; cr3
    PRINT USING "                    Posição 4 ..... ###.#  "; cr4
    PRINT USING "                    Posição 5 ..... ###.#  "; cr5
    PRINT USING "                    Posição 6 ..... ###.#  "; cr6
```

```
      PRINT USING "                    Posição 7 ..... ###.#  "; cr7
      PRINT USING "                    Posição 8 ..... ###.#  "; cr8
      PRINT USING "                    Posição 9 ..... ###.#  "; cr9
      PRINT
      PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."

      INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

      PRINT

      IF A = 1 THEN INPUT " Posição1 "; cr1
      IF A = 2 THEN INPUT " Posição2 "; cr2
      IF A = 3 THEN INPUT " Posição3 "; cr3
      IF A = 4 THEN INPUT " Posição4 "; cr4
      IF A = 5 THEN INPUT " Posição5 "; cr5
      IF A = 6 THEN INPUT " Posição6 "; cr6
      IF A = 7 THEN INPUT " Posição7 "; cr7
      IF A = 8 THEN INPUT " Posição8 "; cr8
      IF A = 9 THEN INPUT " Posição9 "; cr9

      CLS

   LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 4 THEN

   DO

      PRINT " POSIÇÕES DAS TOMADAS DE PRESSÃO NA TUBEIRA "
      PRINT
      PRINT " Distância ao Eixo (mm): "
      PRINT
      PRINT USING "                    Posição 1 ..... ###.#  "; tr1
      PRINT USING "                    Posição 2 ..... ###.#  "; tr2
      PRINT USING "                    Posição 3 ..... ###.#  "; tr3
      PRINT USING "                    Posição 4 ..... ###.#  "; tr4
      PRINT USING "                    Posição 5 ..... ###.#  "; tr5
      PRINT USING "                    Posição 6 ..... ###.#  "; tr6
      PRINT USING "                    Posição 7 ..... ###.#  "; tr7
      PRINT
      PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."

      INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

      PRINT

      IF A = 1 THEN INPUT " Posição1 "; tr1
      IF A = 2 THEN INPUT " Posição2 "; tr2
      IF A = 3 THEN INPUT " Posição3 "; tr3
      IF A = 4 THEN INPUT " Posição4 "; tr4
      IF A = 5 THEN INPUT " Posição5 "; tr5
      IF A = 6 THEN INPUT " Posição6 "; tr6
      IF A = 7 THEN INPUT " Posição7 "; tr7

      CLS

   LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 5 THEN

   DO

      PRINT " CÂMARA DE COMBUSTÃO E PERMUTADOR DE CALOR "
      PRINT
      PRINT USING " 1 - Eficiência do Permutador de Calor (%) .....  ###.## "; e
      PRINT USING " 2 - Eficiência da combustão (%) .....  ###.## "; rc
      PRINT USING " 3 - Diâmetro máximo da Câmara de Combustão (mm).....  ###.## "; Dcc
      PRINT USING " 4 - Valor Calorifico Especifico do Combustível (MJ/kg) .....  ###.## "; H
      PRINT USING " 5 - Constante dos Gases de Combustão R (J/kgK) .....  ###.## "; R5
      PRINT USING " 6 - Razão dos Calores Específicos para os Gases de Combustão .....    #.## "; gama5
      PRINT
      PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."
```

```
      INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

      PRINT

      IF A = 1 THEN INPUT " Eficiência do Permutador de Calor (%) "; e
      IF A = 2 THEN INPUT " Eficiência da Combustão (%) "; rc
      IF A = 3 THEN INPUT " Diâmetro M máximo da Câmara de Combustão (mm) "; Dcc
      IF A = 4 THEN INPUT " Valor Calorifico Especifico do Combustível (MJ/kg) "; H
      IF A = 5 THEN INPUT " Constante dos Gases de Combustão R (J/kgK) "; R5
      IF A = 6 THEN INPUT " Razão dos Calores Específicos para os Gases de Combustão "; gama5

      CLS

   LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 6 THEN

   DO

      PRINT " CONDIÇÕES ESTÁTICAS Á ENTRADA DA CONDUTA DO COMPRESSOR "
      PRINT
      PRINT USING " 1 - Pressão (bar) .....  ##.## "; P1
      PRINT USING " 2 - Temperatura (graus Celsios) ..... ####.## "; T1
      PRINT USING " 3 - Constante dos Gases R (J/kgK) ..... ###.## "; R1
      PRINT USING " 4 - Razão dos Calores Específicos .....  #.## "; gama1
      PRINT
      PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."
      PRINT

      INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

      PRINT

      IF A = 1 THEN INPUT " Pressão (bar) "; P1
      IF A = 2 THEN INPUT " Temperatura (graus Celsios) "; T1
      IF A = 3 THEN INPUT " Constante dos Gases R (J/kgK) "; R1
      IF A = 4 THEN INPUT " Razão dos Calores Específicos (gama) "; gama1

      CLS

   LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 7 THEN

   DO

      PRINT
      PRINT " CONDIÇÕES ESTÁTICAS Á SAÍDA DA CONDUTA DA FONTE DE AR AUXILIAR "
      PRINT
      PRINT USING " 1 - Caudal (Kg/s) .....  ##.## "; wa
      PRINT USING " 2 - Pressão (bar) .....  ##.## "; Pa
      PRINT USING " 3 - Temperatura (graus Celsios) ..... ####.## "; Ta
      PRINT
      PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."

      INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

      PRINT

      IF A = 1 THEN INPUT " Caudal (Kg/s) "; wa
      IF A = 2 THEN INPUT " Pressão (bar) "; Pa
      IF A = 3 THEN INPUT " Temperatura (graus Celsios) "; Ta

      CLS

   LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 8 THEN
```

```
  DO

    PRINT " ESTIMATIVA DAS PERDAS E RENDIMENTOS "
    PRINT
    PRINT USING " 1 - Rendimento da Roda do Compressor (%) ..... ###.# "; rrc
    PRINT USING " 2 - Rendimento da Roda da Turbina (%) ..... ###.# "; rrt
    PRINT USING " 3 - Rendimento do Difusor do compressor ..... ###.# "; rdc
    PRINT USING " 4 - Rendimento da Tubeira da turbina ..... ###.# "; rtt
    PRINT USING " 5 - Coeficiente de Atrito do Difusor ..... ###.### "; cfdc
    PRINT USING " 6 - Coeficiente de Atrito da Tubeira ..... ###.### "; cftt
    PRINT USING " 7 - Rendimento Volúmico do Compressor (%)..... ###.# "; rvc
    PRINT USING " 8 - Rendimento Volúmico da Turbina (%) ..... ###.# "; rvt
    PRINT USING " 9 - Rendimento Mecânico do Compressor (%)..... ###.# "; rmc
    PRINT USING "10 - Rendimento Mecânico da Turbina (%) ..... ###.# "; rmt
    PRINT USING "11 - Fracção do Caudal que Alimenta a Câmara de Combustão (%) ..... ###.# "; g
    PRINT USING "12 - Perda Relativa de Pressão na Conduta de Admissão (%) ..... ###.# "; ppca
    PRINT USING "13 - Perda Relativa de Pressão do ar no Permutador de Calor (%) ..... ###.# "; ppapc
    PRINT USING "14 - Perda Relativa de Pressão do g s no Permutador de Calor (%) ..... ###.# "; ppgpc
    PRINT USING "15 - Perda Relativa de Pressão na Câmara de Combustão (%) ..... ###.# "; ppcc
    PRINT
    PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."
    PRINT

    INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

    PRINT

    IF A = 1 THEN INPUT " Rendimento da Roda do Compressor (%)"; rrc
    IF A = 2 THEN INPUT " Rendimento da Roda da Turbina (%) "; rrt
    IF A = 3 THEN INPUT " Rendimento do Difusor do Compressor "; rdc
    IF A = 4 THEN INPUT " Rendimento da Tubeira da Turbina"; rtt
    IF A = 5 THEN INPUT " Coeficiente de Atrito do Difusor "; cfdc
    IF A = 6 THEN INPUT " Coeficiente de Atrito da Tubeira "; cftt
    IF A = 7 THEN INPUT " Rendimento Volúmico do Compressor (%) "; rvc
    IF A = 8 THEN INPUT " Rendimento Volúmico da Turbina (%) "; rvt
    IF A = 9 THEN INPUT " Rendimento Mecânico do Compressor (%) "; rmc
    IF A = 10 THEN INPUT " Rendimento Mecânico da Turbina (%) "; rmt
    IF A = 11 THEN INPUT " Fracção do Caudal que Alimenta a Câmara de Combustão (%) "; g
    IF A = 12 THEN INPUT " Perda de Pressão Relativa na Conduta de Admissão (%) "; ppca
    IF A = 13 THEN INPUT " Perda de Pressão Relativa do ar no Permutador de Calor (%) "; ppapc
    IF A = 14 THEN INPUT " Perda de Pressão Relativa do g s no Permutador de Calor (%) "; ppgpc
    IF A = 15 THEN INPUT " Perda de Pressão Relativa na Câmara de Combustão (%) "; ppcc

    CLS

  LOOP UNTIL A = 0

END IF

IF B = 9 THEN

  DO

    PRINT
    PRINT " INICIALIZAÇÃO DE VARIÁVEIS "
    PRINT
    PRINT USING " 1 - Velocidade de Rotação  - Arranque(rpm) .....  ###### "; N1
    PRINT USING " 2 - Velocidade de Rotação  - Equilíbrio (rpm) .....  ###### "; N2
    PRINT USING " 3 - Temperatura de Admissão   Turbina - Arranque(ºC) .....   #### "; T051
    PRINT USING " 4 - Temperatura de Admissão   Turbina -(Equilíbrio(ºC) ....   #### "; T052
    PRINT USING " 5 - Coeficiente de Convergência para a Velocidade .....   #### "; k1
    PRINT USING " 6 - Coeficiente de Convergência para a temperatura .....   #### "; k2
    PRINT
    PRINT " Pressione Enter para Efectuar o Cálculo."

    INPUT " Caso Deseje Alterar alguma Característica Indique o Respectivo Número.", A

    PRINT

    IF A = 1 THEN INPUT " Velocidade de Rotação (Arranque)(rpm) "; N1
    IF A = 2 THEN INPUT " Velocidade de Rotação (Equilíbrio)(rpm) "; N2
    IF A = 3 THEN INPUT " Temperatura de Admissão   Turbina (Arranque)(ºC) "; T051
    IF A = 4 THEN INPUT " Temperatura de Admissão   Turbina (Equilíbrio)(ºC) "; T052
    IF A = 5 THEN INPUT " Coeficiente de Convergência para a Velocidade "; k1
    IF A = 6 THEN INPUT " Coeficiente de Convergência para a Velocidade "; k2
```

```
        CLS

      LOOP UNTIL A = 0

   END IF

LOOP UNTIL B = 0

OPEN "C:\TURBO\TURBODAT.BAS" FOR OUTPUT AS #1
PRINT #1, e, L4, D2e, D2i, D3, D4, b3, Z2, z3, s2, s3, beta2i, beta2e, beta3
PRINT #1, P1, T1, R1, gama1, wa, Pa, Ta, L5, D5, D8, D6, D7e, D7i
PRINT #1, b6, z6, Z7, s6, s7, beta6, beta7i, beta7e
PRINT #1, cr1, cr2, cr3, cr4, cr5, cr6, cr7, cr8, cr9, tr1, tr2, tr3, tr4, tr5, tr6, tr7
PRINT #1, rrc, rrt, rdc, rtt, cfdc, cftt, rvc, rvt, rmc, rmt, g
PRINT #1, ppca, ppapc, ppgpc, ppcc, rc, Dcc, H, R5, gama5
PRINT #1, N1, N2, T051, T052, k1, k2
CLOSE

'ÍNDICES:

'1 - Condições   entrada da conduta de admissão.
'2 - Condições   entrada da roda do compressor.
'3 - Condições   saída da roda do compressor.
'4 - Condições   saída do difusor do compressor.
'5 - Condições   entrada do tubeira da turbina.
'6 - Condições   entrada da roda da turbina.
'7 - Condições   saída da roda da turbina.
'8 - Condições   saída da conduta de escape.
'cc - Condições referentes   câmara de combustão.
'a - Condições de arranque   entrada da câmara de combustão.

RETURN

RESULTADOS:

CLS

DO

   CLS

   PRINT " RESULTADOS "
   PRINT
   PRINT " 1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS "
   PRINT " 2 - PERDAS NOS COMPONENTES "
   PRINT " 3 - PRESSÕES ESTÁTICAS GERAIS "
   PRINT " 4 - PRESSÕES ESTÁTICAS NO DIFUSOR E NA TUBEIRA "
   PRINT " 5 - Pressões DE ESTAGNAÇÃO "
   PRINT " 6 - TEMPERATURAS ESTÁTICAS "
   PRINT " 7 - TEMPERATURAS DE ESTAGNAÇÃO "
   PRINT " 8 - VELOCIDADES ABSOLUTAS "
   PRINT " 9 - VELOCIDADES RELATIVAS "
   PRINT "10 - VELOCIDADES DE TRANSPORTE "
   PRINT "11 - NÚMEROS DE MACH ABSOLUTOS "
   PRINT "12 - NÚMEROS DE MACH RELATIVOS "
   PRINT "13 - ÂNGULOS DO ESCOAMENTO ABSOLUTO "
   PRINT "14 - FACTORES DE ESCORREGAMENTO E ÂNGULOS DE DESVIO "
   PRINT
   PRINT " Indique o Número dos Resultados que Deseja Analisar. "
   PRINT

   INPUT " Pressione Enter para Continuar. ", T

   CLS

   IF T = 1 THEN

      PRINT " CARACTERÍSTICAS GERAIS "
      PRINT
      PRINT USING " Potência da câmara de combustão (kW) .....  ###.### "; Pocc / 1000
      PRINT USING " Potência do permutador de calor (kW) .....  ###.### "; Ptc / 1000
      PRINT USING " Potência desenvolvida pela turbina (kW) .....  ###.### "; Pt / 1000
      PRINT USING " Potência absorvida pelo compressor (kW) .....  ###.### "; Pc / 1000
      PRINT USING " Velocidade de rotação (rpm) .....  ###### "; N * 30 / pi
      PRINT USING " Caudal de ar (kg/s) .....  ##.### "; w3
      PRINT USING " Caudal de g s (kg/s) .....  ##.### "; w5
```

```
   PRINT USING " Caudal de combustível (kg/h) .....  ##.### "; Cc
   PRINT USING " Consumo especifico de combustível (kg/kWh)....  ###.### "; sfc
   PRINT USING " Grau de reacção do compressor (%).....  ###.## "; rec * 100
   PRINT USING " Grau de reacção da Turbina (%).....  ###.## "; ret * 100
   PRINT USING " Rendimento total-total do compressor (%).....  ###.## "; rttc * rvc * rmc * 100
   PRINT USING " Rendimento total-estático tico do compressor (%)...  ###.## "; rtsc * rvc * rmc * 100
   PRINT USING " Rendimento total-total da turbina (%).....  ###.## "; rttt * rvt * rmt * 100
   PRINT USING " Rendimento total-estático tico da turbina (%).....  ###.## "; rtst * rvt * rmt * 100
   PRINT

   PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 2 THEN

      PRINT " PERDAS (kW)"
      PRINT
      PRINT " Compressor: "
      PRINT USING "           Roda ..... ##.###  "; Pprc / 1000
      PRINT USING "           Difusor ..... ##.###  "; Ppdc / 1000
      PRINT
      PRINT USING " Perda total no compressor ..... ##.###  "; Ppc / 1000
      PRINT
      PRINT " Turbina: "
      PRINT USING "           Tubeira ..... ##.###  "; Pptt / 1000
      PRINT USING "           Roda ..... ##.###  "; Pprt / 1000
      PRINT
      PRINT USING " Perda total na turbina ..... ##.###  "; Ppt / 1000
      PRINT
      PRINT " Condutas: "
      PRINT USING "           Conduta de entrada ..... ##.###  "; Pca / 1000
      PRINT USING "           Permutador (ar) ..... ##.###  "; Papc / 1000
      PRINT USING "           Permutador (g s) ..... ##.###  "; Pgpc / 1000
      PRINT USING "           Câmara de combustão ..... ##.###  "; Pacc / 1000
      PRINT
      PRINT USING "           Total ..... ##.###  "; (Ppt + Ppc + Pca + Papc + Pacc + Pgpc) / 1000
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 3 THEN

      PRINT " PRESSåES ESTÁTICAS GERAIS (bar) "
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ##.###  "; P2 / pp
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ##.###  "; P3 / pp
      PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ##.###  "; P48 / pp
      PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ##.###  "; P4 / pp
      PRINT USING " Câmara de combustão ..... ##.###  "; Pcc / pp
      PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ##.###  "; P5 / pp
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ##.###  "; P6 / pp
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ##.###  "; P7 / pp
      PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ##.###  "; P8 / pp
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 4 THEN

      PRINT " PRESSåES ESTÁTICAS NO DIFUSOR E NA TUBEIRA (bar)"
      PRINT
      PRINT " Difusor do compressor: "
      PRINT USING "              Posição 1 ..... ##.###  "; P41 / pp
      PRINT USING "           Posição 2 ..... ##.###  "; P42 / pp
      PRINT USING "           Posição 3 ..... ##.###  "; P43 / pp
      PRINT USING "              Posição 4  ..... ##.###  "; P44 / pp
      PRINT USING "              Posição 5  ..... ##.###  "; P45 / pp
      PRINT USING "              Posição 6  ..... ##.###  "; P46 / pp
      PRINT USING "              Posição 7  ..... ##.###  "; P47 / pp
      PRINT USING "              Posição 8  ..... ##.###  "; P48 / pp
      PRINT USING "              Posição 9   ..... ##.###  "; P49 / pp
      PRINT
      PRINT " Tubeira da turbina: "
```

```
    PRINT USING "                Posição 1..... ##.###  "; P61 / pp
    PRINT USING "                Posição 2 ..... ##.###  "; P62 / pp
    PRINT USING "                Posição 3 ..... ##.###  "; P63 / pp
    PRINT USING "                 Posição 4  .... ##.###  "; P64 / pp
    PRINT USING "                 Posição 5  .... ##.###  "; P65 / pp
    PRINT USING "                 Posição 6  .... ##.###  "; P66 / pp
    PRINT USING "                 Posição 7 ..... ##.###  "; P67 / pp
    PRINT
    PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 5 THEN

    PRINT " PRESSåES DE ESTAGNAÇÃO (bar)"
    PRINT
    PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ##.###  "; P02 / pp
    PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ##.###  "; P03 / pp
    PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ##.###  "; P048 / pp
    PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ##.###  "; P048 / pp
    PRINT USING " Câmara de combustão ..... ##.###  "; P0cc / pp
    PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ##.###  "; P05 / pp
    PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ##.###  "; P06 / pp
    PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ##.###  "; P07 / pp
    PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ##.###  "; P08 / pp
    PRINT
    PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 6 THEN

    PRINT " TEMPERATURAS ESTÁTICAS (ºC) "
    PRINT
    PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ####.##  "; T2 - 273.15
    PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ####.##  "; T3 - 273.15
    PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ####.##  "; T48 - 273.15
    PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ####.##  "; T4 - 273.15
    PRINT USING " Entrada da câmara de combustão ..... ####.##  "; Tcc - 273.15
    PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ####.##  "; T5 - 273.15
    PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ####.##  "; T6 - 273.15
    PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ####.##  "; T7 - 273.15
    PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ####.##  "; T8 - 273.15
    PRINT
    PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 7 THEN

    PRINT " TEMPERATURAS DE ESTAGNAÇÃO (ºC) "
    PRINT
    PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ####.##  "; T02 - 273.15
    PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ####.##  "; T03 - 273.15
    PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ####.##  "; T04 - 273.15
    PRINT USING " Entrada da câmara de combustão ..... ####.##  "; T0cc - 273.15
    PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ####.##  "; T05 - 273.15
    PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ####.##  "; T06 - 273.15
    PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ####.##  "; T07 - 273.15
    PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ####.##  "; T08 - 273.15
    PRINT
    PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 8 THEN

    PRINT " VELOCIDADES ABSOLUTAS (m/s) "
    PRINT
    PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ###.##  "; V2
    PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ###.##  "; V3
    PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ###.##  "; V48
    PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ###.##  "; V4
    PRINT USING " Câmara de combustão ..... ###.##  "; Vcc
    PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ###.##  "; V5
    PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ###.##  "; V6
```

```
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ###.##  "; V7
      PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ###.##  "; V8
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 9 THEN

      PRINT " VELOCIDADES RELATIVAS (m/s) "
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ###.##  "; Vr2
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ###.##  "; Vr3
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ###.##  "; Vr6
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ###.##  "; Vr7
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 10 THEN

      PRINT " VELOCIDADES DE TRANSPORTE (m/s) "
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor (raio médio) .. ###.##  "; U2m
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ###.##  "; U3
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ###.##  "; U6
      PRINT USING " Saída da roda da turbina (raio m,dio) ..... ###.##  "; U7m
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 11 THEN

      PRINT " NÚMEROS DE MACH ABSOLUTOS "
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ##.###  "; M2
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ##.###  "; M3
      PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ##.###  "; V48 / SQR(gama4 * R4 * T48)
      PRINT USING " Saída da caixa do compressor ..... ##.###  "; M4
      PRINT USING " Entrada da câmara de combustão ..... ##.###  "; Mcc
      PRINT USING " Entrada da tubeira da turbina ..... ##.###  "; M5
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ##.###  "; M6
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ##.###  "; M7
      PRINT USING " Saída da conduta de exaustão ..... ##.###  "; M8
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 12 THEN

      PRINT " NÚMEROS DE MACH RELATIVOS (máximos)"
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ##.###  "; Mr2
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ##.###  "; Mr3
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ##.###  "; Mr6
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ##.###  "; Mr7
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

END IF

IF T = 13 THEN

      PRINT " ÂNGULOS DO ESCOAMENTO ABSOLUTO (graus) "
      PRINT
      PRINT USING " Entrada da roda do compressor ..... ###.#  "; 90
      PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ###.#  "; alfa3 * 180 / pi
      PRINT USING " Saída do difusor do compressor ..... ###.#  "; alfa48 * 180 / pi
      PRINT USING " Entrada da roda da turbina ..... ###.#  "; alfa6 * 180 / pi
      PRINT USING " Saída da roda da turbina ..... ###.#  "; alfa7m * 180 / pi
      PRINT
      PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "
```

```
    END IF

    IF T = 14 THEN

        PRINT " FACTORES DE ESCORREGAMENTO E ÂNGULOS DE DESVIO (graus) "
        PRINT
        PRINT " Factores de Escorregamento: "
        PRINT
        PRINT USING " Saída da roda do compressor .....   #.###  "; sigma3
        PRINT USING " Entrada na roda da turbina  .....   #.###  "; sigma6
        PRINT
        PRINT " Ângulos de Desvio: "
        PRINT
        PRINT USING " Saída da roda do compressor ..... ###.###  "; (beta3 - beta3a) * 180 / pi
        PRINT USING " Entrada na roda da turbina ..... ###.###  "; (beta6 - beta6a) * 180 / pi
        PRINT
        PRINT " Pressione uma Tecla para Continuar. "

    END IF

x$ = INPUT$(1)

LOOP UNTIL T = 0

RETURN

CONVERSAO.DE.VALORES:

pi = 3.14159
pp = 100000
m = 1000
k = 100

H = 1000000 * H

N1 = N1 * pi / 30
N2 = N2 * pi / 30

e = e / k
g = g / k

cr1 = cr1 / m
cr2 = cr2 / m
cr3 = cr3 / m
cr4 = cr4 / m
cr5 = cr5 / m
cr6 = cr6 / m
cr7 = cr7 / m
cr8 = cr8 / m
cr9 = cr9 / m

tr1 = tr1 / m
tr2 = tr2 / m
tr3 = tr3 / m
tr4 = tr4 / m
tr5 = tr5 / m
tr6 = tr6 / m
tr7 = tr7 / m

rvc = rvc / k
rvt = rvt / k
rmc = rmc / k
rmt = rmt / k
rrc = rrc / k
rrt = rrt / k
rdc = rdc / k
rtt = rtt / k
rc = rc / k

ppca = ppca / k
ppcc = ppcc / k
ppce = ppce / k
ppapc = ppapc / k
ppgpc = ppgpc / k

D2e = D2e / m
```

```
D2i = D2i / m
D2m = SQR((D2i * D2i + D2e * D2e) / 2)
D3 = D3 / m
D4 = D4 / m
D5 = D5 / m
D6 = D6 / m
D7e = D7e / m
D7i = D7i / m
D7m = SQR((D7e * D7e + D7i * D7i) / 2)
D8 = D8 / m
Dcc = Dcc / m

L4 = L4 / m
L5 = L5 / m

b3 = b3 / m
b6 = b6 / m

s2 = s2 / m
s3 = s3 / m
s6 = s6 / m
s7 = s7 / m

beta2i = beta2i * pi / 180
beta2e = beta2e * pi / 180
beta2m = SQR((beta2i * beta2i + beta2e * beta2e) / 2)
beta3 = beta3 * pi / 180
beta6 = beta6 * pi / 180
beta7i = beta7i * pi / 180
beta7e = beta7e * pi / 180
beta7m = SQR((beta7i * beta7i + beta7e * beta7e) / 2)

Tau2 = 1 - Z2 * s2 / ((pi / 4) * (D2e + D2i) * SIN(beta2m))
Tau3 = 1 - z3 * s3 / (pi * D3 * SIN(beta3))
Tau6 = 1 - z6 * s6 / (pi * D6 * SIN(beta6))
Tau7 = 1 - Z7 * s7 / ((pi / 4) * (D7e + D7i) * SIN(beta7m))

A2 = pi * Tau2 * (D2e * D2e - D2i * D2i) / 4
A3 = pi * Tau3 * D3 * b3
A4 = pi * D4 * D4 / 4
A5 = pi * D5 * D5 / 4
A6 = pi * Tau6 * D6 * b6
A7 = pi * Tau7 * (D7e * D7e - D7i * D7i) / 4
A8 = pi * D8 * D8 / 4
Acc = pi * Dcc * Dcc / 4

gama2 = gama1
gama3 = gama2
gama4 = gama3
gama6 = gama5
gama7 = gama6
gama8 = (gama1 + gama7) / 2
gamaa = gama1
gamacc = gama5

R2 = R1
R3 = R2
R4 = R3
R6 = R5
R7 = R6
R8 = (R1 + R7) / 2
Ra = R1
Rcc = R5

IsExp1 = gama1 / (gama1 - 1)
IsExp2 = IsExp1
IsExp3 = IsExp2
IsExp4 = IsExp3
IsExp5 = gama5 / (gama5 - 1)
IsExp6 = IsExp5
IsExp7 = IsExp6
IsExp8 = (IsExp1 + IsExp7) / 2
IsExpa = IsExp1
IsExpcc = IsExp5

Cp1 = R1 * IsExp1
```

```
Cp2 = Cp1
Cp3 = Cp2
Cp4 = Cp3
Cp5 = R5 * IsExp5
Cp6 = Cp5
Cp7 = Cp6
Cp8 = (Cp1 + Cp7) / 2
Cpa = Cp1
Cpcc = Cp5

IF Arranque$ = "y" THEN e = 0

IF e = 0 THEN

   IsExp8 = IsExp7
   gama8 = gama7
   Cp8 = Cp7
   R8 = R7

   IsExpcc = IsExp4
   gamacc = gama4
   Cpcc = Cp4
   Rcc = R4

END IF

T1 = T1 + 273.15
Ta = Ta + 273.15

T01 = T1
T051 = T051 + 273.15
T052 = T052 + 273.15

P1 = pp * P1
Pa = pp * Pa

P01 = P1

Msa = Pa / (Ra * Ta)

RETURN

CALCULO.DA.RODA.DO.COMPRESSOR:

U2m = N * D2m / 2
U3 = N * D3 / 2

V2 = U2m * TAN(beta2m)
Vr2 = V2 / SIN(beta2m)

P02 = P01 * (1 - ppca)
T02 = T01
T02s = T01 * (P02 / P01) ^ (1 / IsExp1)
T2 = T02 - V2 * V2 / (2 * Cp2)
P2 = P02 * (T2 / T02) ^ (IsExp2)
Ms2 = P2 / (R2 * T2)

w2 = Ms2 * A2 * V2
w3 = w2 * rvc
w1 = w2
w4 = w3

DO

   T03 = T02 + Erc / Cp3
   T3 = T03 - V3 * V3 / (2 * Cp3)
   T03s = T02 + rrc * (T03 - T02)
   P03 = P02 * (T03s / T02) ^ (IsExp3)
   P3 = P03 * (T3 / T03) ^ (IsExp3)
   Ms3 = P3 / (R3 * T3)

   A = V3m
   B = V3t

   sigma3 = 1 - 1.98 / (z3 * (1 - V3m / (U3 * TAN(beta3))))
```

```
   V3m = w3 / (Ms3 * A3)
   V3t = sigma3 * (U3 - V3m / TAN(beta3))
   V3 = SQR(V3m * V3m + V3t * V3t)
   Vr3 = V3m / SIN(beta3)

   Erc = U3 * V3t

LOOP UNTIL INKEY$ = "q" OR ABS(A - V3m) < .1 AND ABS(B - V3t) < .1

r = L4

RETURN

CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR:

A4d = 2 * pi * b3 * r

DO

   T04 = T03
   T4 = T04 - V4 * V4 / (2 * Cp4)
   T4s = T3 + rdc * (T4 - T3)
   T04s = T4s + V4 * V4 / (2 * Cp4)
   T04ss = T02s * (P04 / P02) ^ (1 / IsExp4)
   T4ss = T04ss - V4 * V4 / (2 * Cp4)
   P04 = P03 * (T04s / T03) ^ (IsExp4)
   P4 = P04 * (T4 / T04) ^ (IsExp4)
   Ms4 = P4 / (R4 * T4)

   A = V4m

   V4m = w4 / (Ms4 * A4d)
   V4t = 1 / (2 * r / (D3 * V3t) + 2 * pi * cfdc * Ms4 * r * (r - D3 / 2) / w4)
   V4 = SQR(V4m * V4m + V4t * V4t)

   IF r = L4 THEN V4 = w4 / (Ms4 * A4)

LOOP UNTIL ABS(A - V4m) < .1 OR INKEY$ = "q"

Pc = w2 * Erc / rmc
Ppdc = w4 * Cp4 * (T04 - T04s)
Pprc = w2 * Cp3 * (T03 - T03s)
Ppc = w4 * Cp4 * (T04 - T04ss)
Pca = w2 * Cp2 * (T02 - T02s)

RETURN

CALCULO.DA.CAMARA.DE.COMBUSTAO:

V4v = V4
T04v = T04
P4v = g * P4
P04v = P4v * (T04v / T4) ^ (IsExp4)
wcc = g * w4

DO

      T0cc = T04v - e * (T04v - T07 * (Cp7 / Cpcc) * (w7 / wcc))
      P0cc = P04v * (1 - ppapc)
      Tcc = T0cc - Vcc * Vcc / (2 * Cpcc)
      Pcc = P0cc * (Tcc / T0cc) ^ (IsExpcc)
      Mscc = Pcc / (Rcc * Tcc)

      A = Vcc

      Vcc = wcc / (Mscc * Acc)

      GOSUB CALCULO.DOS.CAUDAIS

LOOP UNTIL ABS(A - Vcc) < .1 OR INKEY$ = "q"

Ptc = wcc * Cpcc * T0cc - w4 * Cp4 * T04
Papc = 2 * wcc * P04v * ppapc / (Ms4 + Mscc)

RETURN
```

```
CALCULO.DO.ARRANQUE:

Tcc = Ta
Pcc = Pa
wcc = wa
Vcc = wa / (Msa * Acc)
T0cc = Ta + Vcc * Vcc / (2 * Cpa)
P0cc = Pa * (T0cc / Ta) ^ (IsExpa)

GOSUB CALCULO.DOS.CAUDAIS

RETURN

CALCULO.DOS.CAUDAIS:

f = (Cpcc * (T0cc - 298.15) - Cp5 * (T05 - 298.15)) / (rc * (Cp5 * (T05 - 298.15) - H))

w5 = wcc * (1 + f)
w6 = w5 * rvt
w7 = w6
w8 = w7 / rvt

RETURN

CALCULO.DA.ENTRADA.NA.TUBEIRA:

DO

   P05 = P0cc * (1 - ppcc)
   T5 = T05 - V5 * V5 / (2 * Cp5)
   P5 = P05 * (T5 / T05) ^ (IsExp5)
   Ms5 = P5 / (R5 * T5)

   A = V5

   V5 = w5 / (Ms5 * A5)

LOOP UNTIL ABS(A - V5) < .1 OR INKEY$ = "q"

Pocc = w5 * Cp5 * T05 - wcc * Cpcc * T0cc
Pacc = (wcc + w5) * P0cc * ppcc / (Mscc + Ms5)

r = D6 / 2

RETURN

CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA:

U6 = N * D6 / 2
U7m = N * D7m / 2

A6r = A6 + (r - D6 / 2) * (A6 - A5) / (D6 / 2 - L5)

DO

   T06 = T05
   T6 = T06 - V6 * V6 / (2 * Cp6)
   T6s = T5 - (T5 - T6) / rtt
   T06s = T6s + V6 * V6 / (2 * Cp6)
   P06 = P05 * (T06s / T05) ^ (IsExp6)
   P6 = P06 * (T6 / T06) ^ (IsExp6)
   Ms6 = P6 / (R6 * T6)

   A = V6t
   B = V6m

   sigma6 = 1 - 1.98 / (z6 * (1 - V6m / (U6 * TAN(beta6))))

   V6m = w6 / (Ms6 * A6r)
   V6t = sigma6 * (1 / (r / (L5 * V5) - 2 * pi * cftt * Ms6 * r * (r - L5) / w6))
   V6 = SQR(V6m * V6m + V6t * V6t)
   Vr6 = V6m / SIN(beta6)

LOOP UNTIL INKEY$ = "q" OR ABS(A - V6t) < .1 AND ABS(B - V6m) < .1

RETURN
```

```
CALCULO.DA.SAIDA.DA.RODA.DA.TURBINA:

DO

   T07 = T06 - Ert / Cp7
   T7 = T07 - V7 * V7 / (2 * Cp7)
   T07s = T06 - (T06 - T07) / rrt
   T07ss = T05 * (P07 / P05) ^ (1 / IsExp7)
   T7ss = T07ss - V7 * V7 / (2 * Cp7)
   P07 = P06 * (T07s / T06) ^ (IsExp7)
   P7 = P07 * (T7 / T07) ^ (IsExp7)
   Ms7 = P7 / (R7 * T7)

   A = V7t
   B = V7a

   V7a = w7 / (Ms7 * A7)
   V7t = U7m - V7a / TAN(beta7m)
   V7 = SQR(V7a * V7a + V7t * V7t)
   Vr7 = V7a / SIN(beta7m)

   Ert = U6 * V6t - U7m * V7t

LOOP UNTIL INKEY$ = "q" OR ABS(A - V7t) < .1 AND ABS(B - V7a) < .1

Pt = w6 * Ert * rmt
Pptt = w5 * Cp7 * (T06 - T06s)
Pprt = w7 * Cp7 * (T07 - T07s)
Ppt = w7 * Cp7 * (T07 - T07ss)

RETURN

CALCULO.DA.CONDUTA.DE.EXAUSTAO:

DO

   T08 = T07 - e * (T07 - T04v * (wcc / w8) * (Cp4 / Cp8))
   T8 = T08 - V8 * V8 / (2 * Cp8)
   P08 = P07 * (1 - ppgpc)
   P8 = P08 * (T8 / T08) ^ (IsExp8)
   Ms8 = P8 / (R8 * T8)

   A = V8

   V8 = w8 / (A8 * Ms8)

LOOP UNTIL ABS(A - V8) < .1 OR INKEY$ = "q"

Pgpca = 2 * w8 * P07 * ppgpc / (Ms7 + Ms8)

RETURN

CALCULOS.DIVERSOS:

alfa3 = ATN(V3m / V3t)
alfa6 = ATN(V6m / V6t)
alfa7m = pi + ATN(V7a / V7t)
IF V7t > 0 THEN alfa7m = ATN(V7a / V7t)

beta3a = ATN(V3m / (U3 - V3t))
beta6a = ATN(V6m / (U6 - V6t))

c2 = SQR(gama2 * R2 * T2)
c3 = SQR(gama3 * R3 * T3)
c4 = SQR(gama4 * R4 * T4)
c5 = SQR(gama5 * R5 * T5)
c6 = SQR(gama6 * R6 * T6)
c7 = SQR(gama7 * R7 * T7)
c8 = SQR(gama8 * R8 * T8)
ccc = SQR(gamacc * Rcc * Tcc)

M2 = V2 / c2
M3 = V3 / c3
M4 = V4 / c4
M5 = V5 / c5
```

```
M6 = V6 / c6
M7 = V7 / c7
M8 = V8 / c8
Mcc = Vcc / ccc

Mr2 = Vr2 / (c2 * SIN(beta2m))
Mr3 = Vr3 / (c3 * SIN(beta3))
Mr6 = Vr6 / (c6 * SIN(beta6))
Mr7 = Vr7 / (c7 * SIN(beta7m))

rttc = (T04ss - T02) / (T04 - T02)
rtsc = (T4ss - T02) / (T04 - T02)
rtst = (T05 - T07) / (T05 - T7ss)
rttt = (T05 - T07) / (T05 - T07ss)

rec = (T3 - T2) / (T4 - T2)
ret = (T6 - T7) / (T5 - T7)

Cc = 3600 * wcc * f
sfc = 1000 * Cc / Pt

RETURN

CALCULO.DAS.PRESSOES.NO.DIFUSOR:

r = cr1: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P41 = P4
r = cr2: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P42 = P4
r = cr3: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P43 = P4
r = cr4: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P44 = P4
r = cr5: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P45 = P4
r = cr6: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P46 = P4
r = cr7: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P47 = P4
r = cr8: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P48 = P4
    T48 = T4: P48 = P4: P048 = P04: V48 = V4: alfa48 = ATN(V4m / V4t)
r = cr9: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR: P49 = P4
r = L4: GOSUB CALCULO.DO.DIFUSOR.DO.COMPRESSOR

RETURN

CALCULO.DAS.PRESSOES.NA.TUBEIRA:

w6 = w5
r = tr1: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P61 = P6
r = tr2: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P62 = P6
r = tr3: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P63 = P6
r = tr4: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P64 = P6
r = tr5: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P65 = P6
r = tr6: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P66 = P6
r = tr7: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA: P67 = P6
w6 = w5 * rvt
r = D6 / 2: GOSUB CALCULO.DA.ENTRADA.NA.RODA.DA.TURBINA

RETURN
```

9.15.2 VENTURI

```
'CALCULO DE UM TUBO DE VENTURI NORMALIZADO

CLS

pi = 3.14159

'Coeficiente de convergência nas iterações:

                                    s = 15
'Diâmetro do tubo de entrada:

                                    Di = .057
'Numero de Reynolds:

                                    Re = 276000
'Coeficiente de descarga:
                                    C = .995

'Razão dos calores específicos do ar:

                                    k = 1.4
'Caudal nominal:
                                    w = .26
'Densidade do ar   entrada:

                                    Ms = 1.22

'Variação da pressão no Venturi:

                                    vpv = .1138

'Perda de pressão na conduta de admissão:

                                    ppca = .005

'Pressão   entrada do Venturi:

                                    p1 = 101325 * (1 - ppca)

'Pressão na secção de menor diâmetro:

                                    p2 = p1 * (1 - vpv)
'Razão de pressões:
                                    rp = p2 / p1
'Diferencial de pressões:
                                    dp = p1 - p2

DO

'Razão de diâmetros:
                                    b = d / Di

'Coeficiente de velocidade de aproximação

                                    cva = 1 / SQR(1 - b ^ 4)

'Coeficiente de desaceleração

                                    cd = SQR(k * rp ^ (2 / k) / (k - 1) * (1 - b ^ 4) / (1 - b ^ 4 * rp ^ (2 / k)) * (1 - rp ^ ((k - 1) / k)) / (1 -
rp))
'Caudal:
                                    ww = pi * d * d * cd * cva * C * SQR(2 * Ms * dp) / 4

   A = d

   d = d + (w - ww) / s

   ct = ct + 1

   PRINT ct, d, ww, w
```

```
LOOP UNTIL INKEY$ = "q" OR ABS(A - d) < .000001

'Comprimento do Venturi:
                                    cv = Di + d + (.0595 - d) / (2 * TAN(3.5 * pi / 180)) + (Di - d) / (2 * TAN(10.5 * pi / 180))

CLS
PRINT
PRINT "   RESULTADOS"
PRINT
PRINT " Diâmetro mínimo de passagem (mm) ="; d * 1000
PRINT
PRINT " Comprimento do Venturi (mm) ="; cv * 1000
PRINT " Comprimentos para uniformização do escoamento (mm) ="; (30 * Di + .0595) * 1000
PRINT " Comprimento total (mm) ="; (30 * Di + cv + .0595) * 1000
PRINT
PRINT " Razão de pressões  ="; rp
PRINT " Razão de diâmetros ="; b
```

9.15.3 PERMUTA1

```
‘CÁLCULO DE UM PERMUTADOR DE PLACAS LISAS (FLUXO CRUZADO)
CLS
'..... DEFINIÇÃO TERMODINÂMICA E GEOMÉTRICA DO  PERMUTADOR .....'

'Caudal de ar (kg/s):
                    wa = .32
'Caudal de gás (kg/s):
                    wg = .322
'Temperatura ambiente (K):
                    Ta = 300
'Temperatura do ar á entrada (K):
                    Ta1 = 400
'Temperatura do gás á entrada (K):
                    Tg1 = 825
'Pressão do ar á entrada (Pa):
                    Pa1 = 220000
'Pressão do gás á entrada (Pa):
                    Pg1 = 103000
'Constante dos gases - ar (J/kgK):
                    Ra = 287
'Constante dos gases - gás (J/kgK):
                    Rg = 284
'Calor especifico médio do ar (J/kgK):
                    Cpa = 1045
'Calor especifico médio do gás (J/kgK):
                    Cpg = 1100
'Viscosidade absoluta do ar (Ns/m2):
                    miu.a = .0000297
'Viscosidade absoluta do gás (Ns/m2):
                    miu.g = .000034
'Numero de Prandtl (ar):
                    Pra = .684
'Numero de Prandtl (gás):
                    Prg = .693
'Numero de Nusselt (ar):
                    Nua = 7.54
'Numero de Nusselt (gás):
                    Nug = 7.54
'Coeficiente de sugidade - ar (W/Km2):
```

```
                    hsa = 3000

'Coeficiente de sugidade - gás (W/Km2):

                    hsg = 1000

'Eficiência do recuperador:
'(Primeira aproximação)
                    e = .628

'Queda de pressão relativa do lado do ar:
'(Primeira aproximação)
                    Delta.Pa = .0217

'Queda de pressão relativa do lado do gás:
'(Primeira aproximação)
                    Delta.Pg = .0258

'Coeficiente de perda da entrada (ar):

                    Ka1 = .55

'Coeficiente de perda da saída (ar):

                    Ka2 = .55

'Coeficiente de perda da entrada (gás):

                    Kg1 = .7

'Coeficiente de perda da saída (gas):

                    Kg2 = .5

'Condutividade térmica do material (W/mK):

                    k = 18.3

'Calor especifico do material (J/KgK):

                    Cpm = 557

'Densidade do material (kg/m3):

                    dm = 8000

'Número de separadores do lado do ar:

                    Nsa = 6

'Número de separadores do lado do gás:

                    Nsg = 13

'Largura dos separadores periféricos (m):

                    Lsp = .02

'Largura dos separadores centrais (m):

                    Lsc = .007

'Espessura das chapas de cobertura (m):

                    ai = .004

'Espessura das chapas da matriz (m):

                    a = .0005

'Distância entre chapas - ar (m):

                    ba = .002

'Distância entre chapas - gás (m):
```

```
                    bg = .002

'Dimensões da matriz (m):
                    x = .25
                    y = .3
                    z = .7
        '..... CÁLCULO .....'

pi = 3.1416

' Número de chapas:
                    Nc = 2 * x / (ba + bg + 2 * a)

                    xx = Nc MOD 2

                    IF xx = 0 THEN Nc = Nc + 1

'Número de canais de cada lado:
                    Nf = (Nc - 1) / 2

'Áreas frontais :
                    Afra = x * y
                    Afrg = x * z

'Áreas de passagem:
                    Aca = Nf * ba * (y - 2 * Lsp - (Nsa - 2) * Lsc)
                    Acg = Nf * bg * (z - 2 * Lsp - (Nsg - 2) * Lsc)

'Áreas de Transferência:
                    Aa = (2 * Nf - 1) * ((z - 2 * Lsp) * (y - 2 * Lsp) - pi * Lsc * Lsc * (Nsa - 2) * (Nsg - 2) / 4)
                    Ag = (2 * Nf - 1) * ((z - 2 * Lsp) * (y - 2 * Lsp) - pi * Lsc * Lsc * (Nsa - 2) * (Nsg - 2) / 4)
'Área da parede:
                    Aw = (Aa + Ag) / 2

'Raios e diâmetros hidráulicos das passagens:

                    rha = z * Aca / Aa
                    rhg = y * Acg / Ag

                    Dha = 4 * rha
                    Dhg = 4 * rhg

'Razão Área de passagem / Área frontal:

                    sigmaa = Nf * ba * (y - Nsa * Lsp) / Afra
                    sigmag = Nf * bg * (z - Nsg * Lsp) / Afrg

Ca = wa * Cpa
Cg = wg * Cpg

IF Ca < Cg THEN

   Cmin = Ca
   Cmax = Cg

ELSE

   Cmin = Cg
   Cmax = Ca

END IF

Cr = Cmin / Cmax

'Pressões á saída:
                    Pa2 = Pa1 * (1 - Delta.Pa)
                    Pg2 = Pg1 * (1 - Delta.Pg)

'Temperaturas á saída:
                    Ta2 = Ta1 + e * Cmin * (Tg1 - Ta1) / Ca
                    Tg2 = Tg1 - e * Cmin * (Tg1 - Ta1) / Cg

'Temperaturas médias:
```

```
                    Ta12 = (Ta1 + Ta2) / 2
                    Tg12 = (Tg1 + Tg2) / 2

'Potência do permutador:
                    Ppc = wa * Cpa * (Ta2 - Ta1)

'Volumes específicos:
                    va1 = Ra * Ta1 / Pa1
                    va2 = Ra * Ta2 / Pa2
                    vg1 = Rg * Tg1 / Pg1
                    vg2 = Rg * Tg2 / Pg2

                    vam = (va1 + va2) / 2
                    vgm = (vg1 + vg2) / 2

Ga = wa / Aca
Gg = wg / Acg

'Números de Reynolds:
                    Rea = Dha * Ga / miu.a
                    Reg = Dhg * Gg / miu.g

'Factores de fricção:
                    fa = 48 / (ba * Ga / miu.a)
                    fg = 48 / (bg * Gg / miu.g)

'Números de Stanton:
                    Sta = Nua / (Rea * Pra)
                    Stg = Nug / (Reg * Prg)

'Coeficientes de filme:
                    ha = Sta * Ga * Cpa
                    hg = Stg * Gg * Cpg


Ax = 1 / (1 + hg * Ag / (k * Aw / a))
Ay = 1 / (1 + ha * Aa / (k * Aw / a))

'Temperaturas da parede:
                    Twa = (Ta12 + (hg / ha) * (Ag / Aa) * Ax * Tg12) / (1 + (k / ha) * (Aw / Aa) * (1 / a) * (1 - Ax))
                    Twg = (Tg12 + (ha / hg) * (Aa / Ag) * Ay * Ta12) / (1 + (k / hg) * (Aw / Ag) * (1 / a) * (1 - Ay))
                    Tw = (Aa * ha * Twa + Ag * ha * Twg) / (ha * Aa + ha * Ag)

'Eficiência das superfícies:
                    ea = 1
                    eg = 1

'Coeficiente global de transferência Térmica:

                    Ua = 1 / (1 / (ea * ha) + (Aa / Ag) / (eg * hg) + (Aa / Aw) * (a / k) + (Aa / Ag) / (eg * hsg) + 1 / (ea * hsa))

'Perdas de pressão no permutador:

Ap1=  (wa / (sigmaa * Afra)) ^ 2 * va1 / (2 * Pa1)
Ap2=  (wg / (sigmag * Afrg)) ^ 2 * vg1 / (2 * Pg1)

Delta.Pa =  ((Ka1 - sigmaa * sigmaa + 1) + 2 * (va2 / va1 - 1) + fa * (Aa / Aca) * (vam / va1) - (1 - sigmaa * sigmaa - Ka2) * (va2 /
va1))  * Ap1
Delta.Pg = ((Kg1 - sigmag * sigmag + 1) + 2 * (vg2 / vg1 - 1) + fg * (Ag / Acg) * (vgm / vg1) - (1 - sigmag * sigmag - Kg2) * (vg2 /
vg1)) * Ap2

'Número de unidades de transferência térmica:

                    Ntu = Aa * Ua / Cmin

'Eficiência do permutador:
                    e = 1 - EXP(1 / Cr * Ntu ^ .22 * (EXP(-Cr * Ntu ^ .78) - 1))

Dia = SQR(4 * Aca / pi)

'Pesos dos componentes:

                    Pc = dm * Nc * a * y * z
                    Psa = dm * Nf * (2 * Lsp * ba * z + pi * Lsc * Lsc * Nsg * (Nsa - 2) * ba / 4)
                    Psg = dm * Nf * (2 * Lsp * bg * y + pi * Lsc * Lsc * Nsa * (Nsg - 2) * bg / 4)
                    Pi1 = dm * 2 * ai * (y + 2 * (x + .02)) * (z + 2 * (Dia + .02))
```

```
                        Pi2 = dm * 2 * ai * (x + .04) * ((y + 2 * (x + .02)) + (z + 2 * (Dia + .02)))

                        Pcl = Pi1 + Pi2
                        Pm = Pc + Psa + Psg


A1 = Cpm * Pm
A2 = ha * Ta12 * Aa + hg * Tg12 * Ag
A3 = ha * Aa + hg * Ag
A4 = Aa + Ag

hbi = A3 / A4
Lc = Pm / (dm * A4)

'Tempo de aquecimento:
                        Taq = (A1 / A3) * LOG((Ta - A2 / A3) / (.99 * Tw - A2 / A3))

'Número de Biot:
                        Bi = hbi * Lc / k


PRINT
PRINT "RESULTADOS"
PRINT
PRINT USING "Peso da matriz (Kg)..................................  ###.### "; Pm
PRINT USING "Peso do invólucro (Kg)...............................  ###.###"; Pcl
PRINT USING "Número de chapas ....................................  ###"; Nc
PRINT
PRINT USING "Área da superfície - ar  (m2) .......................  ##.###"; Aa
PRINT USING "Área da superfície - gás (m2) .......................  ##.###"; Ag
PRINT
PRINT USING "Estimativa do tempo de aquecimento (min.).....  ###.###"; Taq / 60
PRINT USING "Temperatura média da chapa (ºC)......................  ###.###"; Tw - 273.15
PRINT
PRINT USING "Potência do permutador (kW)..........................  ###.###"; Ppc / 1000
PRINT USING "Unidades de transferência térmica ...................  ###.###"; Ntu
PRINT USING "Eficiência ..........................................  ###.###"; e * 100
PRINT
PRINT USING "Perda de pressão relativa - ar (%)...................  ###.### "; Delta.Pa * 100
PRINT USING "Perda de pressão relativa - gás (%).................  ###.### "; Delta.Pg * 100
SLEEP
CLS
PRINT
PRINT USING "Coeficiente global de transferência térmica (W/Km2)   ###.###"; Ua
PRINT USING "Coeficiente de filme - ar (W/Km2).....................  ###.###"; ha
PRINT USING "Coeficiente de filme - gás (W/Km2)....................  ###.###"; hg
PRINT
PRINT USING "Velocidade média do ar (m/s).........................  ###.##"; vam * Ga
PRINT USING "Velocidade média do gás (m/s)........................  ###.##"; vgm * Gg
PRINT
PRINT USING "Número de Reynolds (ar)..............................  #####"; Rea
PRINT USING "Número de Reynolds (gás).............................  #####"; Reg
PRINT
PRINT USING "Número de Stanton (ar)...............................   #.####"; Sta
PRINT USING "Número de Stanton (gás)..............................   #.####"; Stg
PRINT
PRINT USING "Número de Biot ......................................   #.####"; Bi

'Nua = 1.86 * (Rea * Pra) ^ (1 / 3) * (miu.a / (3.018 * 10 ^ (-5))) ^ (.14) * (Dha / z) ^ (1 / 3)
```

9.15.4 COMBUST1

```
‘CALCULO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO SEM DIFUSOR

CLS

pi = 3.14159

'1- Entrada na câmara
'2 Saída da câmara

'Caudal de ar:
                    m1 = .32

'Calores específicos :
                    Cp1 = 1093
                    Cp2 = 1126
'Constante dos gases :

                    R1 = 287
                    R2 = 292

'Constante dos gases (propano):

                    Rg = 189

'Temperaturas (1-Ar; 2-g s):

                    T01 = 500 + 273.15
                    T02 = 650 + 273.15

'Temperatura da parede exterior:

                    Tw1 = T01
'Pressão   entrada:

                    P01 = 220000
'Razão de equivalência:

                    re = 1

'Diâmetro do disco estabilizador:

                    D1 = .04

'Diâmetro interno do tubo de chama

                    D2 = 1.5 * D1

'Coeficiente de descarga (estimado) do orifício anular:

                    Cd = .6

'Número de suportes do disco:

                    n = 3
'Espessura dos suportes:

                    es1 = .003

'Espessura do tubo de chama:

                    es2 = .002

'Espessura do tubo injector de g s

                    es3 = .0005

'Perda de pressão (estimada) na câmara de combustão:

                    ppcc = .02
```

```
'Estimativa (em primeira aproximação) do rendimento de combustão

                    rc = .99

'Poder calorifico inferior do combustível:

                    H = 45000000

'Razão combustível/ar estéquiometrica:

                    fst = 1 / 15.67

'Razão combustível/ar no tubo de chama:

                    f = fst / re

'Pressão  saída da câmara:

                    P02 = P01 * (1 - ppcc)

'Temperatura do gás injectado:

                    T0g = 300

'Temperatura da mistura ar/combustível:

                    T0mix = (T01 + f * T0g) / (1 + f)

'Temperatura adiabática da chama:

                    T0a = 298.15 + (Cp1 * (T01 - 298.15) + f * rc * H) / ((f * rc + 1) * Cp2)

'Caudal no tubo de chama:

                    ma = m1 * (T01 - T02) / (f * (T02 - T0a) + (T01 - T0a))

'Caudal na passagem entre o tubo de chama e o tubo exterior:

                    mb = m1 - ma
'Razão de diluição:

                    rd = ma / mb

'Constante dos gases para a mistura:

                    Rmix = (R1 + f * Rg) / (1 + f)

'Densidades:
                    Ms1 = P01 / (R1 * T01)
                    Ms2 = P02 / (R2 * T02)
                    Msa = P01 / (Rmix * T0mix)
                    Msb = Ms1
                    Msg = P01 / (Rg * T0g)

'Razão de densidades:
                    rms = Msa / Msb

'Área de passagem interior do tubo de chama:

                    Aa1 = (pi / 4) * D2 * D2

'Área de passagem no orifício anular:

                    Aa = (pi / 4) * (D2 * D2 - D1 * D1 - n * (es1 / 2) * (D2 - D1))

'Diâmetro interior da câmara de combustão:

                    D3 = SQR(((4 / pi) * Cd * Aa * rms / (rd * (1 + f))) + (D2 + 2 * es2) ^ 2)

'Área de passagem entre o tubo de chama e a parede da câmara:

                    Ab = (pi / 4) * (D3 * D3 - (D2 + 2 * es2) ^ 2)

'Áreas de passagem  entrada e  saída:

                    A1 = (pi / 4) * D3 * D3
```

```
                    A2 = A1
'Velocidades:

                    V1 = m1 / (Ms1 * A1)
                    V2 = (m1 + ma * f) / (Ms2 * A2)
                    V12 = (V1 + V2) / 2

'Velocidade de injecção o gás:

                    Vinj = 1 * V1
'Diâmetro do injector:

                    Dinj = SQR(ma * f / ((pi / 4) * Msg * Vinj)) + 2 * es3

'Velocidade de extinção da chama (estéquiometrica):

                    Vext = .1178 * P01 ^ .95 * D1 ^ .85

'Potência da câmara de combustão:

                    P = (m1 + ma * f) * Cp2 * T02 - m1 * Cp1 * T01

'Comprimento das secções cónicas:

                    sc1 = ABS((D3 - .13) / (2 * TAN(7.5 * pi / 180)))
                    sc2 = ABS((D3 - .1) / (2 * TAN(10.5 * pi / 180)))

'Comprimento da zona primária:

                    L = 5 * D1

                    IF sc2 < L THEN sc2 = L

'Intensidade de combustão:

                    Ic = .1 * P / (P01 * pi * D2 * D2 * L / 4)

'..... CÁLCULO DA TEMPERATURA DA PAREDE .....'

'Razão carbono/hidrogénio do combustível:

                    CH = 4.5

'Número de Prandtl do ar:

                    Pra = .705

'Condutividades térmicas do ar e do g s:

                    ka = .0565
                    kg = .486

'Condutividade térmica do metal:

                    kw = 18.3

'Emissividade do tubo de chama e do tubo exterior:

                    e1 = .89
                    e2 = e1
'Viscosidades:
                    miu.a = 3.61 * 10 ^ -5
                    miu.g = 9.55 * 10 ^ -5

'Constante de Stefan-Boltzmann

                    sigma = 5.7 * 10 ^ -8
'Diâmetros hidráulicos:

                    dh1 = D2
                    dh2 = D3 - (D2 + 2 * es2)

'Áreas de transferencia térmica:
```

```
                    A11 = pi * (D1 * D1 / 4 + D2 * L)
                    A22 = pi * (D1 * D1 / 4 + (D2 + 2 * es2) * L)
                    A33 = pi * D3 * L
                    Aw = (A11 - A22) / (LOG(A11) - LOG(A22))

'Números de Reynolds:

                    Rea = dh2 * mb / (Ab * miu.a)
                    Reg = dh1 * ma * (1 + f) / (Aa1 * miu.g)

Cfh1 = 1
Cfh2 = (1 + (dh2 / L) ^ .7)
Cfr1 = (1 + es2) / 2
Cfr2 = 1 / (1 / (A22 * e1) + (1 - e2) / (e2 * A33))
cfk12 = kw / es2

'Coeficientes de filme:

                    h1 = .017 * Cfh1 * (kg / dh1) * Reg ^ .8
                    h2 = .021 * Cfh2 * (ka / dh2) * Rea ^ .8 * Pra ^ .4

x = .0691 * (CH - 1.82) ^ 2.71
y = 3.4 * D2 * L / (D2 + 4 * L)
z = -.286 * (y * f) ^ .5 * T0a ^ (-1.5) * P01

DO

   ct = ct + 1

'Emissividade do gás:
                    eg = 1 - EXP(x * z)
'Absorvidade do gás:

                    ag = eg * (T0a / Tw1) ^ 1.5
                    IF ag > 1 THEN ag = 1

'Transferencia por convecção e radiação para a parede interior do tubo de chama:

                    C1 = h1 * A11 * (T0a - Tw1)
                    R1 = Cfr1 * sigma * A11 * (eg * T0a ^ 4 - ag * Tw1 ^ 4)

                    Tw2 = Tw1 - (R1 + C1) / (cfk12 * Aw)

'Transferencia por convecção e radiação da parede exterior do tubo de chama:

                    C2 = h2 * A22 * (Tw2 - T01)
                    R2 = Cfr2 * sigma * (Tw2 ^ 4 - T01 ^ 4)

'Condução através da parede:

                    K12 = cfk12 * Aw * (Tw1 - Tw2)

   ss = (R1 - R2) + (C1 - C2)

   xx = Tw1

   Tw1 = Tw1 + ss / 1000

   PRINT ct, Tw1, Tw2

LOOP UNTIL ABS(xx - Tw1) < .001 OR ct > 1000


'CÁLCULO DO RENDIMENTO DE COMBUSTÃO

IF re >= 1 THEN

   nn = 2 / re
   yy = re
   C = 1 / re
   D = .736 - .0173 / ppcc

END IF

IF re < 1 THEN
```

```
    nn = 2 * re
    yy = 1
    C = re
    D = .7 * (.736 - .0173 / ppcc)

END IF

CfT01 = 10 ^ (-3.054 * yy ^ -1.205) * T01 ^ (1.2327 * yy ^ -1.205)

Cf300 = (ma * f / ((5 * pi * D1 * D2 * D2 / 4) * P01 ^ nn)) / CfT01


'Rendimento de combustão:

                                rc = 1 / EXP(EXP(.911 * LOG(Cf300) + 8 * C - 1.097 + D))

CLS
PRINT
PRINT "RESULTADOS"
PRINT
PRINT "Velocidade de extinção da chama para mistura estéquiometrica (m/s)..."; Vext
PRINT "Velocidade média do escoamento (m/s)....."; V12
PRINT
PRINT "Potência da câmara de combustão (kW)....."; P / 1000
PRINT
PRINT "Intensidade de combustão no tubo de chama (MW/m3 atm)....."; Ic
PRINT
PRINT "Eficiência de combustão (%):"; rc * 100
PRINT
PRINT "Temperatura adiabática da chama (ºC)....."; T0a - 273.15
PRINT USING "Estimativa da temperatura interior do tubo de chama (ºC)..... ####.### "; Tw1 - 273.15
PRINT USING "Estimativa da temperatura exterior do tubo de chama (ºC)..... ####.### "; Tw2 - 273.15
PRINT
PRINT "Caudal de combustível (Kg/h)....."; ma * f * 3600
PRINT "Razão ar-combustivel (geral)....."; m1 / (ma * f)
PRINT "Razão ar-combustivel (primário)....."; 1 / f
PRINT "Razão de diluição ....."; 1 / rd
SLEEP
CLS
PRINT
PRINT "Diâmetro interior da câmara de combustão (mm)....."; D3 * 1000
PRINT "Diâmetro interior do tubo de chama (mm)....."; D2 * 1000
PRINT "Diâmetro do disco estabilizador (mm)....."; D1 * 1000
PRINT "Diâmetro de saída do injector (mm)....."; Dinj * 1000
PRINT
PRINT "Comprimento da secção cónica de entrada (mm)....."; 1000 * sc1
PRINT "Comprimento da secção cónica de saída (mm)....."; 1000 * sc2
PRINT "Comprimento total da câmara de combustão (mm)....."; (.06 + 7 * D1 + sc1 + sc2) * 1000

'PRINT R1, R2, C1, C2, K12
```

9.15.5 COMBUST2

```
‘CÁLCULO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO COM DIFUSOR

CLS

m1 = .35

Cp1 = 1093
Cp2 = 1126

T01 = 500 + 273.15
T02 = 650 + 273.15
Tw1 = T01
P01 = 220000

re = 1

pi = 3.1416

teta1 = 7.5 * pi / 180
teta2 = 1.85 * pi / 180
teta3 = 10.5 * pi / 180

Cda = 1

D2 = .13
D3 = .1

n2 = 3
n3 = 3

es1 = .002
es2 = .003
es3 = .003
es4 = .0005

ppcc = .01

rc = .999

H = 45000000

fst = 1 / 15.67
f = fst / re

P02 = P01 * (1 - ppcc)

T0g = 300
T0mix = (T01 + f * T0g) / (1 + f)
T0a = 298.15 + (Cp1 * (T01 - 298.15) + f * rc * H) / ((f * rc + 1) * Cp2)

ma = m1 * (T01 - T02) / (f * (T02 - T0a) + (T01 - T0a))
mb = m1 - ma

rd = ma / mb

R1 = 287
R2 = R1
Rg = 189
Rmix = (R1 + f * Rg) / (1 + f)

Ms1 = P01 / (R1 * T01)
Ms2 = P02 / (R2 * T02)
Msa = P01 / (Rmix * T0mix)
Msb = Ms1
Msg = P01 / (Rg * T0g)

rms = Msa / Msb

V1 = m1 / (Ms1 * (pi / 4) * D2 * D2)
```

```
Vinj = 1 * V1

Dinj = SQR(ma * f / ((pi / 4) * Msg * Vinj)) + 2 * es4

x1 = (pi / 4) * (1 + 1 / rd)
x2 = (-Dinj / (2 * rd) - n3 * es3 / 2 + pi * es1)
x3 = pi * es1 * es1 - (pi / 4) * D2 * D2 + n3 * (es3 / 2) * (D2 - 2 * es1) + ((2 - pi) / 4) * Dinj * Dinj / rd

D1 = (-x2 + SQR(x2 * x2 - 4 * x1 * x3)) / (2 * x1)

A1 = (pi / 4) * (D1 * D1 - Dinj * Dinj) - Dinj * (D1 - Dinj) / 2
A2 = A1 / rd

y = TAN(teta2) / TAN(teta1)

y1 = y * y - 1
y2 = 2 * y * D2 - 2 * y * y * D1 - 4 * es1
y3 = (y * D1) ^ 2 + D2 * D2 - 2 * y * D1 * D2 - (4 / pi) * A2 - 4 * es1 * es1

D11 = (-y2 - SQR(y2 * y2 - 4 * y1 * y3)) / (2 * y1)
D22 = SQR((D11 + 2 * es1) ^ 2 + (4 / pi) * A2)

z1 = pi / 4
z2 = -n2 * es2 / 2
z3 = -(pi / 4) * D11 * D11 + n2 * (es2 / 2) * D11 + (A1 / Cda) * (1 + f) / rms

Da = (-z2 + SQR(z2 * z2 - 4 * z1 * z3)) / (2 * z1)

A11 = (pi / 4) * D11 * D11
A22 = (pi / 4) * D22 * D22

V2 = (m1 + ma * f) / (Ms2 * A22)
V12 = (V1 + V2) / 2

Vext = .1178 * P01 ^ .95 * Da ^ .85

P = (m1 + ma * f) * Cp2 * T02 - m1 * Cp1 * T01

sc1 = (D11 - D1) / (2 * TAN(teta1))
sc2 = (D22 - D3) / (2 * TAN(teta3))

L = 5 * Da

IF sc1 < Da THEN sc1 = Da
IF sc2 < L THEN sc2 = L


'CÁLCULO DA TEMPERATURA DA PAREDE

CH = 4.5

Pra = .705

ka = .0565
kg = .486
kw = 23

e1 = .89
e2 = e1

miu.a = 3.61 * 10 ^ -5
miu.g = 9.55 * 10 ^ -5

sigma = 5.7 * 10 ^ -8

dh1 = D11
dh2 = D22 - (D11 + 2 * es1)

Rea = dh2 * mb / (A2 * miu.a)
Reg = dh1 * ma * (1 + f) / (A11 * miu.g)

Cfh1 = 1
Cfh2 = (1 + (dh2 / L) ^ .7)
Cfr1 = (1 + e2) / 2
Cfr2 = 1 / (1 / e1 + 1 / e2 - 1)
Cfk12 = kw / es1
```

```
h1 = .017 * Cfh1 * (kg / dh1) * Reg ^ .8
h2 = .021 * Cfh2 * (ka / dh2) * Rea ^ .8 * Pra ^ .4

x = .0691 * (CH - 1.82) ^ 2.71
y = 3.4 * D11 * L / (D11 + 4 * L)
z = -.286 * (y * f) ^ .5 * T0a ^ (-1.5) * P01

DO

   ct = ct + 1

   eg = 1 - EXP(x * z)
   ag = eg * (T0a / Tw1) ^ 1.5
   IF ag > 1 THEN ag = 1

   C1 = h1 * (T0a - Tw1)
   R1 = Cfr1 * sigma * (eg * T0a ^ 4 - ag * Tw1 ^ 4)

   Tw2 = Tw1 - (R1 + C1) / Cfk12

   C2 = h2 * (Tw2 - T01)
   R2 = Cfr2 * sigma * (Tw2 ^ 4 - T01 ^ 4)

   K12 = Cfk12 * (Tw1 - Tw2)

   ss = (R1 - R2) + (C1 - C2)

   xx = Tw1

   Tw1 = Tw1 + ss / 10000

   PRINT ct, Tw1, Tw2

LOOP UNTIL ABS(xx - Tw1) < .01 OR ct > 1000


'CÁLCULO DO RENDIMENTO DE COMBUSTÃO

IF re >= 1 THEN

   nn = 2 / re
   yy = re
   C = 1 / re
   D = .736 - .0173 / ppcc

END IF

IF re < 1 THEN

   nn = 2 * re
   yy = 1
   C = re
   D = .7 * (.736 - .0173 / ppcc)

END IF

CfT01 = 10 ^ (-3.054 * yy ^ -1.205) * T01 ^ (1.2327 * yy ^ -1.205)

Cf300 = (ma * f / ((5 * pi * Da * D11 * D11 / 4) * P01 ^ nn)) / CfT01

rc = 1 / EXP(EXP(.911 * LOG(Cf300) + 8.02 * C - 1.097 + D))


PRINT
PRINT "RESULTADOS"
PRINT
PRINT "Velocidade de extinção da chama (m/s):"; Vext
PRINT "Velocidade m,dia do escoamento (m/s):"; V12
PRINT
PRINT "Potência da câmara de combustão (kW):"; P / 1000
PRINT "Eficiência de Combustão (%):"; rc * 100
PRINT USING "Estimativa da temperatura interior do tubo de chama (ºC): ####.### "; Tw1 - 273.15
PRINT USING "Estimativa da temperatura exterior do tubo de chama (ºC): ####.### "; Tw2 - 273.15
PRINT
PRINT "Caudal de combustível (Kg/h):"; ma * f * 3600
```

```
PRINT "Razão ar-combustivel (geral): "; m1 / (ma * f)
PRINT "Razão ar-combustivel (primário): "; 1 / f
PRINT "Razão de diluição:"; 1 / rd
PRINT
PRINT "Diâmetro interior da câmara de Combustão (mm):"; D22 * 1000
PRINT "Diâmetro de entrada do tubo de chama (mm):"; D1 * 1000
PRINT "Diâmetro interior do tubo de chama (mm):"; D11 * 1000
PRINT "Diâmetro do disco estabilizador (mm):"; Da * 1000
PRINT "Diâmetro de saída do injector (mm):"; Dinj * 1000
PRINT "Comprimento da secção cónica de entrada (mm):"; 1000 * sc1
PRINT "Comprimento da secção cónica de saída (mm):"; 1000 * sc2
PRINT "Comprimento total da câmara de combustão (mm):"; (.11 + 5 * Da + sc1 + sc2) * 1000
```